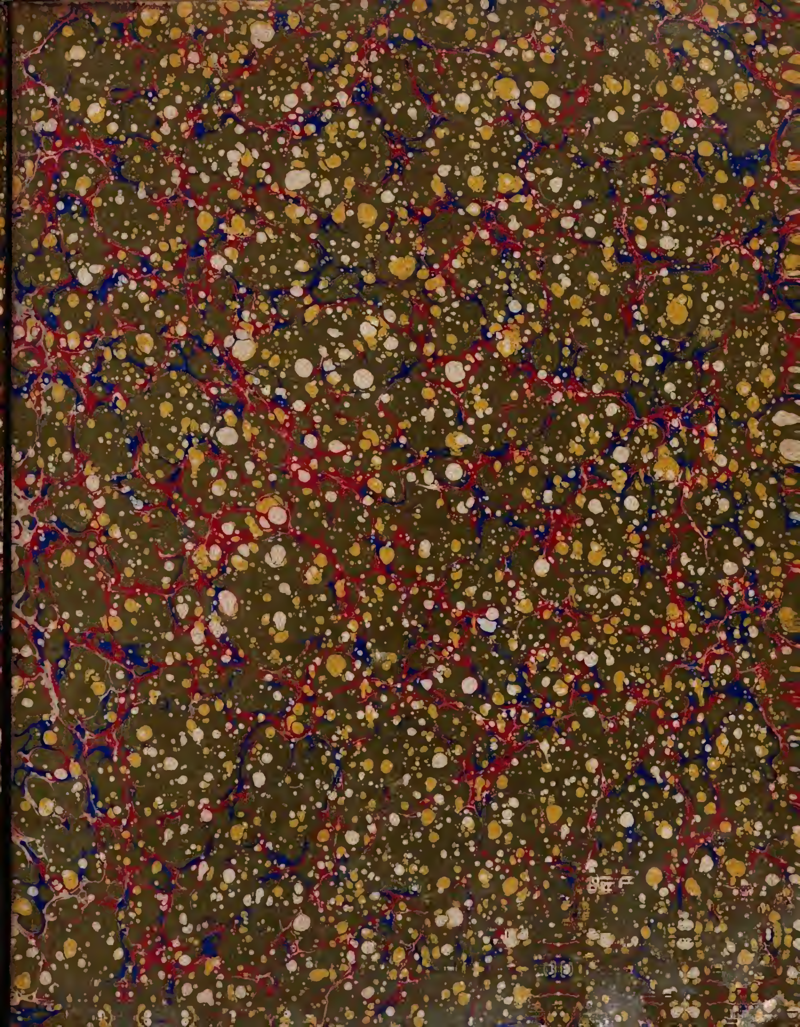




ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Unter besonderer Mitwirkung

von

Dr. E. F. Dürre,
ordentl. Professor der Hüttenkunde und Probirkunst am Polytechnicum in Aachen

Dr. K. List,
Lehrer der Chemie und chemischen Technologie an der königl. Gewerbeschule in Hagen

und

H. Ludewig,
ordentl. Professor der Maschinenbaukunde an der königl. technischen Hochschule in München

R. R. Werner,
ordentl. Professor der Maschinenbaukunde an der grossherzogl. technischen Hochschule in Darmstadt.

Redigirt

von

R. Ziebarth,
Civil-Ingenieur in Berlin.

Band XXII.
(Zweiundzwanzigster Jahrgang.)
1878.

Mit 28 lithographirten Tafeln im Atlas, 21 Blatt Zeichnungen im Text und 97 Holzschnitten.

Berlin.
Selbstverlag des Vereines.
Commissions-Verlag von Rudolph Gaertner.
Mohren-Strasse 13/14.

Namenregister.

(Die in Klammern beigesetzten Zahlen bezeichnen die Nummer der zugehörigen Tafel oder des Textblattes. B. bedeutet ein besprochenes Werk.)

Sachregister.

(M. A. bedeutet, dass der Artikel mit Abbildungen auf einer Tafel oder mit Figuren auf einem Blatte im Texte; M. H. bedeutet, dass er mit Holzschnitten im Texte versehen ist. B. bedeutet ein besprochenes Werk.)

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 1. Januarheft.

Abhandlungen.

Verdampfungsversuche mit verschiedenen Kohlensorten.

Von **F. Münter.**

(Mitgetheilt in der Sitzung des Thüringer Bezirksvereines vom 18. April 1877.)

Zur vergleichenden Bestimmung des Effectes verschiedener Brennmaterialien wurden von mir an mehreren Tagen praktische Verdampfungsversuche angestellt, deren Ergebnisse tabellarisch zusammengestellt folgen.

Von den in der betreffenden Fabrik vorhandenen 7 Stück Kesseln, die in gleicher Construction ausgeführt, waren zu dem Behufe zwei Kessel innen von Kesselstein und Schlamm, aussen von Russ und in den Zügen von Flugasche gereinigt worden, und zwar wurden dazu der vierte und fünfte Kessel, von links gezählt, genommen. Während der Versuche waren die Kessel 1 und 2 täglich einige Stunden im Betriebe, da jedoch zwischen Kessel 2 und 4 der Kessel 3 und neben Kessel 5 der Kessel 6 kalt lagen, so ist der durch das Heizen von 1 und 2 herbeigeführte Einfluss als äusserst unbedeutend und gleich Null anzunehmen.

Die Kessel sind mit vorliegender Zwischenfeuerung und Planrosten eingerichtete gewöhnliche Doppelkessel, und haben der Oberkessel 1255^{mm} Durchm. bei $10^{m},356$ Länge, der Unterkessel 942^{mm} Durchm. bei $9^{m},100$ Länge. Sie liegen in $1^{m},820$ senkrechtem Abstand und sind verbunden durch zwei Stutzen von 470^{mm} Weite. Der Dampfdom hat 800^{mm} Weite und 942^{mm} Höhe. Der Rost, in der Mitte mit Zunge versehen, hatte bei den ersten beiden Versuchen eine Grösse von $2 \,.\, 550 \,.\, 1570^{mm}$, so dass sich die totale Rostfläche auf $1^{qm},78$ berechnet. Bei einer Stärke der Roststäbe von 11^{mm} und einem Spiel derselben von 4 bis $4\frac{1}{2}^{mm}$ betrug beim Kessel 4 die freie Rostfläche $0^{qm},5$, beim Kessel 5 dagegen $0^{qm},6$.

Um zu untersuchen, inwieweit eine kleinere Rostfläche auf die Verdampfung von Einfluss sei, wurde für alle folgenden Versuche die Rostbreite durch Aufmauern an jeder Seite um 100^{mm} verkleinert, so dass sich nunmehr die totale Rostfläche auf $2 \,.\, 450 \,.\, 1570 = 1^{qm},4$ und dem entsprechend die freie Rostfläche auf $0^{qm},4$ und $0^{qm},45$ stellten.

Vom Rost aus bestreichen die Gase den Oberkessel, gehen an der einen Seite des Unterkessels nach vorn und an der anderen Seite nach hinten in den gemeinschaftlichen Fuchs. Der Zug um den Oberkessel hat $0^{qm},4$, die Züge um den Unterkessel $0^{qm},55$ Querschnitt. Der Feuerbrückenquerschnitt ist $= 0^{qm},36$. Die Breite der Schieberöffnung beträgt 590^{mm}. Die Heizfläche je eines Kessels berechnet sich auf $48^{qm},8$. Der für alle sieben Kessel gemeinschaftliche Schornstein hat eine Höhe von 50^{m} und einen oberen lichten Durchmesser von 1883^{mm}.

Sämmtliche Versuche 1 bis 14 wurden bei offenem Mannloch unter möglichst gleichen Bedingungen ausgeführt, jedoch musste bei den zusammen etwa 3 Tage andauernden und direct auf einander folgenden Versuchen von dem Reinigen der Kesselwände und Züge, wie dies bei den ersten beiden Versuchen der Fall war, Abstand genommen werden. Bei den Versuchen 16 und 17 waren dieselben Vorkehrungen wie bei No. 1 bis 14 getroffen, nur dass alle anderen Kessel dabei im vollen Betriebe arbeiteten.

Die Wasserstände im Kessel vor und nach dem Versuch wurden an verschiedenen Stellen gemessen, sie wurden erstens von den an den beiden Wasserstandsgläsern angebrachten Papierstreifen und zweitens von einem senkrecht aufgestellten Massstabe abgelesen, an welchem ein in das Mannloch eingesetzter, mit Stange und Zeiger versehener Schwimmer markirte.

Nach einer längeren Pause zwischen zwei Versuchen wurde das Wasser wieder zum Sieden bis auf 100° gebracht, Rost und Aschenfall gereinigt, sowie der Wasserstand im Kessel genau notirt. Zum Messen des in die Kessel hinein zu lassenden Wassers diente ein oben auf den Kesseln aufgestellter, genau ausgemessener eiserner Behälter.

Wegen der wechselnden Temperatur des Speisewassers wurde diese unmittelbar vor dem Ablassen des Wassers aus dem Behälter von zwei darin befindlichen

Thermometern abgelesen und mit jedem Behälterinhalt zusammen notirt.

Die Temperatur der abziehenden Gase wurde dicht an den Schiebern durch zwei Pyrometer und ein Quecksilberthermometer zu verschiedenen Zeiten gemessen, ebenso die Luftverdünnung, bezw. der Zug an dieser Stelle in Wassersäule bei verschiedenen, den einzelnen Kohlensorten angepassten Rauchschieberöffnungen vermerkt. Das Heizen auf den getrennt angelegten Rosten geschah abwechselnd und regelrecht, und wurde das eine Feuer beschickt, wenn das andere klar, kräftig und hell brannte. Die zu verbrennende Kohle wurde in Karren in das Kesselhaus geschafft und auf einer Decimalwage genau gewogen. Lufttemperatur, Windrichtung, Himmelsansicht u. s. w. wurden gleichfalls vermerkt.

Zu Ende eines jeden Versuches wurde der Aschenfall sauber gereinigt, die auf dem Roste vorhandene Schlacke, mit der vom Aschenfall her zusammen, dem Gewichte nach bestimmt, und ebenso mit der Asche verfahren.

Die einzelnen Notirungen wurden von dem Hrn. Dirigenten der Fabrik und von mir gleichzeitig, jedoch getrennt, gemacht.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Temperaturen des Wassers auf 0° reducirt, angegeben.

Wichtigere Einzelheiten der Versuche sind noch folgende.

Versuch 1 und 2. Wind: ONO. Himmel: stark wolkig mit Gewitter und Regen. Lufttemperatur: 32° C. Totale Rostfläche zur Heizfläche = 1 : 28. Freie Rostfläche zur totalen = 1 : 3,5 bei Kessel No. 4 und = 1 : 2,9 bei Kessel No. 5.

Versuch 3 und 4. Wind: W, mittelstark. Himmel: stark bewölkt ohne Regen. Lufttemperatur: 24° C.

Zu diesen Versuchen wurde, wie schon eingangs erwähnt, die Rostfläche bei beiden Kesseln durch Aufmauern an jeder Seite verkleinert, so dass sich die Verhältnisse stellten: Totale Rostfläche zur Heizfläche = 1 : 35. Freie Rostfläche zur totalen = 1 : 3,5 bei Kessel No. 4 und = 1 : 3,1 bei Kessel No. 5.

Die Feuer beider Kessel wurden während des Versuches je einmal geschlackt. Während bei den beiden ersten Versuchen der Kessel No. 4 nur 1^k,708 Wasser von 0° C. pro Kilogramm Meuselwitzer Nuss-Braunkohle verdampfte, wurden bei dem kleineren Rost 2^k,01 Wasser mit derselben Kohle verdampft. Ein gleich günstiges Resultat lieferte der Kessel No. 5, welcher mit 1^k Louisenglück-Steinkohle bei verkleinertem Rost 6^k,3 Wasser von 0° verdampfte, während mit derselben Kohle bei nicht verkleinertem Roste nur 5^k,215 Wasser verdampft wurden.

Infolge dieses günstigen Resultates wurde die Rostgrösse mit 1^{qm},4 bei jedem Kessel für alle späteren Versuche beibehalten.

Versuch 5 und 6. Wind: W, mittelstark. Himmel: stark bewölkt mit Regen. Lufttemperatur: 24° C.

Am Kessel No. 4 wurde nur etwa 10 Minuten mit 640^{mm} Höhe der Schieberöffnung gearbeitet, sonst mit 460^{mm}, dabei flottes Feuer. Zug 12^{mm} Wassersäule. Nach Mehraufziehen des Schiebers stieg die Fuchstemperatur von 200 auf 220°. Zu Anfang des Versuches 6 betrug die Höhe der Schieberöffnung 300^{mm}, Zug dabei 10^{mm} Wassersäule. Nach etwa 2 Stunden wurde der Schieber ganz auf 560^{mm} gezogen, wobei die Fuchstemperatur von 185 auf 238° stieg. Nach 10 Minuten, bei Wiederzusetzen des Schiebers auf die alte Oeffnung (300^{mm}), fiel die Fuchstemperatur auf 193°. Die Feuer des Kessels No. 4 wurden während des Versuches einmal, die des Kessels No. 5 nicht geschlackt.

Versuch 7 und 8. Wind: SW. Himmel: stark bewölkt. Lufttemperatur: 23° C. Rostfläche: wie bei den Versuchen 3, 4, 5 und 6.

Die Ringeltaube-Kohle (bei Kessel 4) war ziemlich nass und schlackte etwas stark. Die Feuer des Kessels No. 4 wurden einmal, die vom Kessel No. 5 gar nicht geschlackt. Bei Kessel No. 4 blieb die Höhe der Schieberöffnung ständig 370^{mm}, und fiel dabei der Zug mit 14^{mm} Wassersäule bei 225° C. Fuchstemperatur bis auf 12^{mm} bei 205° C.

Zu Anfang wurde beim Kessel No. 5 etwa 18 Minuten lang mit 380^{mm} Schieberöffnung gearbeitet, dabei war die Fuchstemperatur 237° C.; nachdem darauf der Schieber auf 260^{mm} Oeffnung eingestellt, auch während des Versuches stehen blieb, fiel die Fuchstemperatur auf 224° C. und blieb die gleiche bis zum Schluss.

Versuch 9 und 10. Wind: SW, zu Anfang nur wenig lebhaft, später bei derselben Richtung heftig. Himmel: stark wolkig. Lufttemperatur: im Mittel 20° C.

Bei anfänglicher Schieberöffnung von 370^{mm} ergab sich ein Zug von 13^{mm} Wassersäule bei Kessel No. 4, als der Wind heftiger wurde, wuchs der Zug bei 420^{mm} Schieberöffnung auf 20^{mm} Wassersäule. Die Fuchstemperatur war zuerst 180° C., blieb zuletzt bei der grösseren Schieberöffnung auf 200° C. stehen.

Beim Kessel No. 5 wurde anfangs mit 530^{mm} Schieberöffnung gearbeitet, die Fuchstemperatur war dabei 263° C., der Zug 13^{mm} in Wassersäule. Nach etwa 16 Minuten wurde der Schieber bis auf 360^{mm} und später bis auf 270^{mm} Oeffnung niedergelassen, wobei die Fuchstemperatur nahezu constant 230° C. blieb. Der Zug wuchs zum Schluss auf 19^{mm} Wassersäule.

Geschlackt wurde kein Feuer während des Versuches.

Versuch 11 und 12. Wind: W, ruhig. Himmel: wenig bewölkt. Lufttemperatur: 16,5° C.

Bei der anfänglichen Schieberöffnung von 615^{mm} am Kessel No. 4 betrug die Fuchstemperatur 283° C.; nach etwa 15 Minuten fiel diese Temperatur, als die Höhe der Schieberöffnung auf 400^{mm} eingestellt wurde, auf 268° C. Nach etwa 1¼ Stunde wurde der Schieber noch etwas mehr, bis auf 315^{mm} Oeffnung zugesetzt, und betrug dabei die Fuchstemperatur 220 bis 235° C. Der Zug in Wassersäule betrug fast constant 10^{mm}.

Wie bei Kessel No. 4 wurde auch bei Kessel No. 5

No. des Versuches	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		12		13		14	15	16	17
Kohlensorte	Meuselwitzer Nuss-Braunkohle Grube „Fortschritt“	Ruhr-Steinkohle Grube „Louisenglück“	Meuselwitzer Nuss-Braunkohle Grube „Fortschritt“	Ruhr-Steinkohle Grube „Louisenglück“	Streckauer Förder-Braunkohle bei Theissen	Streckauer Briquetts	Ruhr-Steinkohle Grube „Ringeltaube“	Kötzschauer Knorpel-Braunkohle	Förder-Braunkohle Werschen-Weissenfels bei Teuchern	Förder-Braunkohle Werschen-Weissenfels bei Trebnitz	Gemenge: Steinkohle „Louisenglück“	Kötzschauer Knorpel-Braunkohle	Steinkohle „Louisenglück“	Meuselwitzer Nuss-Braunkohle Grube „Fortschritt“	Steinkohle „Louisenglück“	Trebnitzer Förder-Braunkohle	Meuselwitzer Briquetts Grube „Fortschritt“	Kötzschauer Förder-Braunkohle	Kötzschauer Förder-Braunkohle	Meuselwitzer Knorpel-Braunkohle
Totale Rostfläche . . . . qm	1,73	1,73	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4		1,4		1,4		1,4	1,4	1,4	1,4
Freie Rostfläche . . . . qm	0,5	0,6	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4		0,45		0,4		0,45	0,4	0,4	0,4
Temperatur im Fuchs Grad C.	240—280	250—275	200—212	180—225	175—220	165—238	205	224—237	180—200	230—263	220—283		233—300		170—280		255—275	—	243—301	238—296
Zug in Wassersäule . . mm	—	—	11	11	12	10	12—14	12—14	13—20	13—19	10		11		10		12	—	21—23	22—23
Höhe der Schieberöffnung mm	640	560	460—640	310—520	460—640	320—560	370	260—380	370—420	270—530	315—615		285—565		460—600		450	590	595	300—455
Dauer des Versuches Std. u. Min.	5. 17	5. 12	4. 45	5. 10	4. 43	5. 10	4. 7	4. 4	4. 3	3. 50	4. 40		4. 35		6. 43		6. 22	2. 30	5. 45	4. 50
Preis pro 10000 k Kohle franco Fabrik M	81,7	209,3	81,7	209,3	81,8	153,0	191,2	71,6	70,4	70,4	209,3	71,6	209,3	81,7	209,3	81,8	—	71,6	71,6	81,7
Schlacke vom Rost und aus k	19,5	41,5	7,0	103,0	37,0	12,5	29,5	9,5	6,5	6,5	83,0		72,5		60,0		9,5	—	61,5	8,5
Asche dem Aschenfall k	55,5	62,0	35,5		51,0	54,0	40,5	33,0	27,0	29,0	87,0		85,0		56,0		134,5	—		31,0
Kohlenverbrauch während des Versuches k	2898	757,5	2286	658	2059	917	548	1355	1380	1480	411,5	696,5	403	685	548	1090	1800	854	2246	2278
Pro Stunde wurden an Kohlen verbrannt k	549,0	146	481,0	127,0	436,5	177,5	133,1	333,1	340,7	386,1	88,2	149,2	88,0	149,4	81,8	162,1	282,7	349,0	390,6	471,3
Ueberhaupt verdampft. Wasser v. 0° C. während d. Versuches k	4951	3950	4587	4148	3761	3470,3	2769,7	2948,1	3029,7	2797	4439,8		4381,4		6006,8		6687,4	—	3465,3	4513,8
Pro Stunde wurden an Wasser von 0° C. verdampft k	937,1	759,6	965,7	802,9	797,4	671,7	672,5	725,0	748,1	729,7	951,4		956,0		894,3		1050,4	—	602,7	933,9
1 k Kohle verdampfte Wasser von 0° C. k	1,708	5,215	2,01	6,3	1,83	3,78	5,04	2,17	2,195	1,89	4.01		4.026		3.667		3,715	—	1,543	1,981
Um 1 k Wasser von 0° C. zu verdampfen, waren an Kohle erforderlich k	0,585	0,192	0,499	0,159	0,547	0,265	0,198	0,46	0,456	0,529	0,093	0,157	0,092	0,156	0,091	0,182	0,269	—	0,648	0,505
Pro Quadratmeter Rostfläche u. pro Stunde sind Kohlen verbraucht k	298,0	84,2	344,0	90,7	311,6	126,8	95,1	238,0	243,5	275,8	169,6		169,6		174,2		202,0	244,3	279,0	336,6
Pro Quadratmeter Heizfläche u. pro Stunde sind Kohlen consumirt k	10,6	3,0	9,86	2,60	8,94	3,64	2,73	6,80	6,99	7,91	4,37		4,365		5,0		5,79	7,0	8,0	9,66
Pro Quadratmeter Heizfläche und pro Stunde wurde Wasser v. 0° C. verdampft k	19,2	15,56	19,79	16,45	16,34	13,76	13,79	14,86	15,33	14,95	19,5		19,59		18,33		21,524	—	12,35	19,13
1 k Wasser von 0° C. zu verdampfen kostet Pf.	0,478	0.401	0.408	0,332	0,447	0.405	0,379	0.329	0,321	0,372	0.306		0.320		0,339		—	—	0.464	0.413

anfänglich mit grosser Schieberöffnung, 565^{mm} Höhe, gearbeitet und dabei die Fuchstemperatur 300° C. ermittelt; letztere fiel jedoch nach etwa 15 Minuten nach Einstellung der Schieberöffnung auf 365^{mm} Höhe bis auf 270 bis 280° C. Nach noch weiterem Zusetzen des Schiebers auf 285^{mm} Höhe der freien Oeffnung schwankte die Fuchstemperatur zwischen 233 und 264° C. Der Zug in Wassersäule betrug 11^{mm}. Alle Feuer wurden geschlackt und zwar einmal.

Versuch 13 und 14. Wind: O. Himmel: ganz bewölkt, Regen. Lufttemperatur: 16° C.

Bei Kessel No. 4 betrug zu Anfang bei 460^{mm} Schieberöffnung die Fuchstemperatur 170° C. Nach einer Stunde wurde der Schieber auf 600^{mm} Höhe der Oeffnung eingestellt, und hiermit bis zum Schluss gearbeitet. Die Fuchstemperatur wechselte dabei von 243 bis 280° C.; der Zug in Wassersäule ging von 11 auf 10^{mm} zurück.

Beim Kessel No. 5 blieb die Höhe der Schieberöffnung constant, und wechselte die Fuchstemperatur nur wenig (275° zu Anfang, später 255°).

Die Feuer des Kessels No. 4 mussten während der Dauer des Versuches zweimal, die des Kessels No. 5 nur einmal geschlackt werden. —

Nach der Tabelle lieferten aus den 14 Versuchen die Gemenge den billigsten Dampf, jedoch wurde bei der Wahl des Brennmaterials seitens der Fabrik hiervon Abstand genommen und zum Verfeuern für die Campagne 1875/76 Kötzschauer Kohle bestimmt.

Wenn bei früherem Betriebe mit Meuselwitzer Nusskohle oder Knorpelkohle schon fünf Kessel genügten, so hätten bei Kötzschauer Kohle mindestens sechs Kessel gefeuert werden müssen. Denn nach Versuch 3 wurden von Meuselwitzer Nusskohle in der Stunde 965^{k},7, von der Knorpelkohle derselben Grube 933^{k},9 Wasser von 0° C. verdampft. Da mit letzterer Kohle fünf Kessel genügenden Dampf gaben, so wurden in 24 Stunden rund gerechnet etwa 112 100^{k} Dampf verbraucht.

Sechs Kessel mit Kötzschauer Kohle würden nach Versuch 8 in 24 Stunden erst rund 104 400^{k} Dampf liefern, so dass möglicherweise sieben Kessel zu feuern wären, welche dann etwa 121 800^{k} Wasser von 0° in 24 Stunden verdampfen würden.

Nachdem die Fabrik im Betriebe war, stellte sich auch heraus, dass mit sechs Kesseln bei Kötzschauer Kohle kaum genügend Dampf geliefert wurde, um ¾ des eigentlichen Rübenquantums zu verarbeiten. Diesen Umstand aufzuklären, wurden die Versuche 16 und 17 an dem dazu disponiblen Kessel No. 4 angestellt. Kessel und Züge waren wie früher vollständig gereinigt, dieselben Vorkehrungen wie bei den Versuchen 1 bis 14 getroffen, und wurde die Durchführung in gleicher Weise geleitet.

Weil bei diesen Versuchen die nebenliegenden Kessel geheizt waren, mussten noch günstigere Resultate als die früheren erwartet werden, jedoch waren die bei den ersten Versuchen benutzten Kohlensorten trocken, die jetzigen durch Regen etwas angenässt.

Das Anheizen des Kessels und Erwärmen des Wassers bis auf 100° geschah mit Kötzschauer Kohle, und sind die Ergebnisse unter Versuch No. 15 eingetragen.

Heizfläche, Rostfläche, Zugquerschnitte u. s. w. wie bei den Versuchen No. 3, 5, 7, 9, 11, 13.

Versuch No. 16. Die für diesen Versuch erst am vorigen Abend zur Bahn angekommene Kötzschauer Kohle unterschied sich von der früheren, zu dem Versuch No. 8 benutzten, äusserlich schon wesentlich. War die frühere fast durchgängig knorpelig und dabei trocken, so war die jetzige meist klar mit wenig Knorpeln, ziemlich nass und anscheinend schon stark wasserhaltig von der Grube abgeliefert. Etwas hatte dazu noch der Regen der letzten Tage beigetragen.

Während des ganzen Versuches wurde mit 595^{mm} Höhe der Schieberöffnung gearbeitet.

Wind: SSW, Luft bewegt. Himmel: bewölkt. Lufttemperatur: 12° C.

Die Temperatur im Fuchse stieg, mit 243° C. anfangend, bis zum Schluss auf 304°, wobei der Zug anfangs 23^{mm}, später 21^{mm} und zu Ende des Versuches 22^{mm} in Wassersäule betrug.

Versuch No. 17. Wind: SW., Luft etwas lebhaft. Himmel: theilweis bewölkt, zu Anfang mit etwas Regen. Lufttemperatur: anfangs 11°, am Schluss des Versuches 4° C.

Die Höhe der Schieberöffnung war beim Beginn etwa 35 Minuten lang 455^{mm}, wobei die Temperatur im Fuchs 297° C. und der Zug 23^{mm} in Wassersäule betrug. Nachdem der Schieber niedergelassen, so dass die Höhe der freien Oeffnung nur noch 300^{mm} betrug, schwankte die Temperatur der Gase im Fuchs zwischen 238 und 280°, der Zug blieb constant 22^{mm} Wassersäule.

Mit der Kötzschauer Kohle waren beim Versuch 8 pro Kilogramm 2^{k},17 Wasser von 0° verdampft, beim Versuch 16 mit Kohle von derselben Grube dagegen nur 1^{k},543. Die letztere Kohle stand der ersteren somit an Güte bedeutend nach und machte dadurch den Dampfmangel erklärlich. Während etwa 112 000^{k} Wasser in 24 Stunden zu verdampfen waren, konnten mit sechs Kesseln und der jetzigen Kohle höchstens 86 800^{k} von 0° C. in 24 Stunden verdampft werden.

Die Meuselwitzer Kohle zeigt im Versuch 17 etwas weniger Verdampfungsfähigkeit (etwa 1½ pCt.) als beim Versuch 2. Es dürfte dies durch die etwas grössere, von dem Regen der letzten Tage vor dem Versuche herrührende Feuchtigkeit der Kohlen bedingt sein.

Rotirende Woolf'sche Wasserhaltungsmaschine auf Schacht „Osterfeld" bei Oberhausen a. d. Ruhr.

Von **H. Jacobi.**

(Hierzu Tafel I und II.)

Nachdem schon früher in Oberschlesien, hauptsächlich durch Hrn. Hoppe in Berlin das System der rotirenden Woolf'schen Wasserhaltungs-Maschinen sich Eingang verschafft hat, sind diese Maschinen in den westfälischen Kohlengruben erst in neuerer Zeit durch die „Gutehoffnungs-Hütte" zu Sterkrade eingeführt worden. Bis jetzt sind von letzterem Werke zwei Maschinen von etwa 1000 Pferdest., und zwar eine für den „Eschweiler Bergwerks-Verein" und eine für Zeche „Helene und Amalie" bei Essen, und zwei Maschinen von etwa 500 Pferdest., nämlich eine für die Zeche „Rheinpreussen" bei Homberg, und eine für den Schacht „Osterfeld" der Gutehoffnungs-Hütte bei Oberhausen gebaut worden, während eine Maschine von etwa 650 Pferdestärken für die Zeche „Fröhliche Morgensonne" bei Wattenscheid sich noch im Bau befindet. Die Maschinen auf Zeche „Helene und Amalie", Zeche „Rheinpreussen" und Schacht „Osterfeld" befinden sich im Betriebe.

Wenn auch die höheren Anschaffungskosten dieser Maschinen, gegenüber den jetzt meistens angewendeten direct oder indirect, einfach- oder doppeltwirkenden Wasserhaltungs-Maschinen mit einem Cylinder, der allgemeineren Einführung hinderlich gewesen sind, so sind doch die Vortheile derselben so bedeutend, dass sie sich immer mehr Eingang verschaffen werden. Ihre eigenthümlichen Vortheile bestehen hauptsächlich in Folgendem:

1) Der Gang ist ein sehr regelmässiger, da das Schwungrad die Unregelmässigkeiten ziemlich ausgleicht, und es kann ein sehr hoher Expansionsgrad erzielt werden, während gewöhnliche Maschinen mit nur sehr geringer Expansion arbeiten können, wenn nicht ganz bedeutende Massen am Gestänge und Contrebalancier angebracht werden.

2) Der Spielraum am Ende des Kolbenweges und mithin der schädliche Raum kann sehr gering gehalten werden, da der Hub durch die Kurbel genau begrenzt ist, während bei nicht rotirenden Maschinen oft nur $\frac{9}{10}$ des Hubes benutzt werden, um bei Schwankungen der Dampfspannung sicher zu sein, dass der Kolben nicht anstösst.

3) Infolge der höheren Expansion und der geringeren schädlichen Räume wird der Kohlenverbrauch viel geringer, und kann im Allgemeinen angenommen werden, dass derselbe höchstens $\frac{2}{3}$ von demjenigen nicht rotirender Maschinen beträgt.

4) Die Hubzahl kann viel grösser angenommen werden, da bei der rotirenden Bewegung der Hubwechsel sehr allmälig erfolgt, wodurch das Schlagen der Pumpenventile und die Bildung eines luftleeren Raumes unter dem Pumpenkolben verhindert werden. Es können der grösseren zulässigen Kolbengeschwindigkeit wegen, bei gleicher Leistung die Pumpen kleiner und daher auch das Gestänge leichter angenommen werden, wodurch die höheren Anschaffungskosten der Maschinen sich zum Theil wieder ausgleichen.

5) Die Sicherheit für die Maschine gegen Beschädigungen ist bei etwa vorkommenden Gestängebrüchen viel grösser, weil der Dampfkolben nicht wie bei direct wirkenden Maschinen an den Cylinderdeckel anschlagen kann, da das Schwungrad und die Kurbel dies nicht zulassen.

6) Die von der Schwungradachse ausgehende rotirende Steuerung ist äusserst einfach.

Als ein Nachtheil, welche den rotirenden Maschinen vorgeworfen wird, dürfte noch angeführt werden, dass die Anzahl der Hübe nicht gut unter 4 pro Minute herabgezogen werden kann, was bei sehr geringen Wasserzuflüssen die Anlage grösserer Sümpfe nothwendig macht, um periodisch arbeiten zu können. Bei der jetzt im Bau begriffenen Maschine für Zeche „Fröhliche Morgensonne" ist dieser Nachtheil indess vermieden, indem die Steuerung so eingerichtet ist, dass die Maschine entweder mit Kataraktsteuerung mit beliebig langen Hubpausen, oder stetig rotirend arbeiten kann.

Die auf Tafel I und II dargestellte Woolf'sche rotirende Maschine für den Schacht „Osterfeld" soll als Maximalleistung bei 12 Umdrehungen pro Minute eine Wassermenge von $2^{cbm},8$ aus einer Teufe von 630^{m} heben. Die Pumpen sind einfach wirkende Druckpumpen von 410^{mm} Plungerdurchm. mit 2000^{mm} Hub und ergeben obige Leistung bei etwa 90 pCt. Nutzeffect. Die Dampfcylinder haben 1100 und 1500^{mm} Durchm., bei 2820 und 3700^{mm} Hub, und wird die Maximalleistung bei einer Admissionsspannung von 4 Atm. und einer Füllung des kleinen Cylinders von $\frac{5}{8}$ erreicht, was einer etwa vierfachen Gesammtexpansion entspricht. Die Steuerung wird durch sechs Glockenventile bewirkt, von denen die Dampfeinlass-Ventile durch einen während des Ganges mittelst Handrad verstellbaren Conus und die Uebergangs- und Dampfauslass-Ventile, je zwei gemeinschaftlich, durch gewöhnliche Daumen gehoben werden. Der unterhalb der Cylinder liegende und mit diesen durch Parallelogramme verbundene Balancier ist von Schmiedeeisen hergestellt. Die zwischen den Cylindern und dem Balanciermittel gelagerte Schwungradachse, deren Schwungrad einen Durchmesser von 7500^{mm} hat, bewegt mittelst einer am hinteren Ende aufgesteckten Kurbel und einer Schwinge die doppeltwirkende liegende Luftpumpe.

Der vordere Schwungradbock an der Kurbel ist bei der gewählten Anordnung der Maschine sehr stark

in Anspruch genommen, und ist deshalb sowol auf die Construction, wie auf die Befestigung und Fundamentirung desselben besonderer Werth gelegt. In Belgien hat man in neuerer Zeit die rotirenden Wasserhebemaschinen wegen dieser starken Beanspruchung des Schwungradbockes anders und zwar so disponirt, dass die Kurbellänge möglichst gleich oder grösser als der halbe Cylinderhub wird. Diese Maschinen haben allerdings ihre Vortheile, aber auch ihre Nachtheile gegen oben beschriebenes System und stellen sich im Anschaffungspreise höher.

Das Pumpengestänge ist aus geschmiedetem Rundeisen mit einem oberen Durchmesser von 165^{mm}, welcher bis auf 80^{mm} nach und nach abnimmt, in Längen von 10 bis 12^{m} hergestellt und so belastet, dass dasselbe nur auf Zug in Anspruch genommen wird.

Auf Taf. II, Fig. 3 bis 5, ist die Verbindung der einzelnen Stangen durch die Patentschlösser der Gutehoffnungs-Hütte dargestellt. Diese Gestängeschlösser bestehen aus zweitheiligen schmiedeeisernen, genau ausgedrehten Buchsen, deren conischer Theil, nachdem der mit zwei Muttern und Vorstecker gegen Losgehen versicherte Keil angezogen ist, sich fest gegen die entsprechend geformten Gestängeköpfe legt und so ein Auseinandergehen der beiden Buchsenhälften unmöglich macht, — eine Gestängeverbindung, die wegen ihrer absoluten Sicherheit und des ungemein leichten Einbauens vielfache Anwendung gefunden hat.

Bei den mit dieser Maschine vorgenommenen Proben waren die Pumpen nur bis 239^{m} Teufe eingebaut, und ergaben die Messungen bei 8 Umdrehungen pro Minute ein wirklich gehobenes Wasserquantum von $2^{cbm},015$, was einem Nutzeffect der Pumpen von fast 97 pCt. und einer effectiven Leistung von 104 Pferdest. entspricht. Die aus dem auf Taf. II, Fig. 2, mitgetheilten Diagramm berechnete indicirte Leistung beträgt 117,65 Pferdestärken, wonach der Verlust in der Maschine und den Pumpen durch Reibungen u. s. w. nur etwa 13 pCt. beträgt.

Zu dem dargestellten Diagramm ist zu bemerken, dass die Expansion auf $\frac{3}{8}$ Füllung im kleinen Cylinder gestellt, aber eine richtige Expansionscurve deshalb nicht zu erhalten war, weil wegen anderer von derselben Kesselanlage gespeister Maschinen die Dampfspannung nicht unter 5 Atm. Ueberdruck gehalten werden konnte, und deshalb dieser, auch für die Wasserhaltungs-Maschine benutzte Dampf stark gedrosselt werden musste.

Immerhin zeigt das Diagramm eine gute Wirkung der Steuerung und namentlich einen ziemlich geringen Verlust beim Ueberströmen des Dampfes vom kleinen zum grossen Cylinder, so dass bei grösserer Beanspruchung der Maschine eine gute Leistung zu erwarten ist.

Ueber die mikroskopische Untersuchung des Eisens.

Von **A. Martens**, Ingenieur in Berlin.

(Hierzu Tafel III.)

Die erste Anregung zu den im Nachfolgenden beschriebenen Untersuchungen, die an sich als noch nicht abgeschlossen zu betrachten sind, haben die Worte des Oberhütten-Inspector E. Schott zu Ilsenburg, über die Nützlichkeit der mikroskopischen Untersuchung für den praktischen Giessereibetrieb, gegeben.*) Der Zweck dieses Aufsatzes soll lediglich der sein, die Anwendbarkeit der Methode darzuthun, Anregung zum weiteren Verfolg zu geben und den allgemeinen Gang der Untersuchungen anzudeuten, sowie einige der gewonnenen Resultate in Wort und Bild vorzuführen.

Die mikroskopische Untersuchung des Eisens kann sich erstrecken auf Beobachtungen an der frischen Bruchfläche oder auf solche an geätzten Schliffen.

Die Beobachtungen an der Bruchfläche werden am zweckmässigsten mit geringen Vergrösserungen vorgenommen, weil bei stärkeren Vergrösserungen, ausser der Abnahme der Lichtstärke, ganz empfindlich störend die Plasticität der Objecte auftritt. Vergrösserungen bis zur fünf und zwanzigfachen linearen geben die klarsten und leichtest verständlichen Bilder, und nur Brüche, in denen die einzelnen Bruchpartikelchen sehr wenig aus der Ebene heraustreten, können allenfalls Vergrösserungen bis zur fünfzig- bis sechszigfachen linearen vertragen. Immerhin aber muss man bei der Beobachtung von Objecten, die, wenn auch nur wenig, erhaben sind, fast fortwährend die Tubusstellung des Instrumentes verändern, um aus den nach und nach entstehenden Bildern sich einen Schluss auf das Ganze bilden zu können. Die Beobachtung erfordert somit eine gewisse Uebung.

Die Beobachtung der Bruchflächen hat sich bei dem grauen Roheisen in erster Linie auf die Graphitausscheidungen zu erstrecken, welche ja im dunkelgrauen Roheisen (No. I) fast vollkommen das Sichtbarwerden der eigentlichen Eisenmasse verhindern. Die einzelnen Graphitblätter zeigen im reflectirten Lichte ganz deutlich die in Fig. 1, Taf. III, angegebenen Formen. Aus Fig. 1a geht hervor, dass die Graphitblätter an sich Faltungen nach allen möglichen Richtungen hin aufweisen. Aus Fig. 1b lässt sich erkennen, dass diese Graphitblätter aus einzelnen schuppenförmig gelagerten Blättchen bestehen, deren Grundform das gleichseitige Dreieck ist. Fast jedes Graphitblättchen bietet bei stärkeren Vergrösserungen diese Erscheinungen, so dass das Auftreten von Graphit durch das Mikroskop auf der Bruchfläche unverkennbar nachgewiesen wird. Die Graphitblätter, relativ am grössten bei mechanischem Ausscheiden in Hohlräumen und an der Oberfläche von Roheisenmasseln, werden je nach den allgemeinen Struc-

*) „Die Kunstgiesserei in Eisen". S. 16 ff.

turverhältnissen kleiner, wenn sie aus der Lösung in Säuren, also aus der homogenen Eisenmasse gewonnen werden, und um so kleiner, je mehr sich das Eisen dem graphitarmen Zustande nähert. Wie bekannt, haben die Erstarrungsumstände einen bedeutenden Einfluss auf die Graphitausscheidungen.

Auf der Bruchfläche kommen weiter zur Erscheinung die verschiedenen Eisenverbindungen und vielleicht ausnahmsweise einige fremde Beimengungen, z. B. Silicium.*) Diese Eisenverbindungen kommen vorherrschend zur Erscheinung, wenn das Eisen sich dem weissen, graphitarmen Zustande mehr annähert, und der Bruch gewinnt, wie bekannt, ein ganz verändertes Aussehen; so auch unter dem Mikroskop. Die einzelnen Erhabenheiten „Körnchen" bekommen ein mehr gerundetes Aussehen, meist bläulichen, oft auch fast silberähnlichen Glanz, der mit dem fettigen Graphitglanz um so weniger verwechselt werden kann, als bei diesem jene geschuppten Dreiecksbildungen auftreten, von welchen immer einzelne Flächen zufolge ihrer relativen Lage gegen das auffallende Licht fast tief schwarz und ohne Glanz erscheinen, wobei ein Theil der Begrenzungslinien der einzelnen Dreiecke als parallele, weisse Linien sich zeigt. Das Gefüge des strahligen Eisens, z. B. der Hartgusskruste und das gestrickte Aussehen des halbirten Eisens verlieren unter dem Mikroskop an Deutlichkeit und Verständlichkeit schon bei geringeren Vergrösserungen und kommen bei stärkeren Vergrösserungen fast gar nicht mehr zur Geltung.

Das Spiegeleisen endlich bietet ganz besonders charakteristische Erscheinungen. Beim Betrachten der frischen Bruchfläche wird man fast immer auf einzelne Blätter stossen, welche, mit blossem Auge im reflectirten Lichte betrachtet, ein schillerndes Aussehen zeigen, und zwar sowol dann, wenn Anlauffarben vorhanden sind, als auch wenn diese fehlen, und statt ihrer nur die rein weisse Farbe des Spiegeleisens zu Tage tritt. Bei einer stärkeren Vergrösserung, etwa einer hundert und zwanzigfachen linearen, zeigen diese Flächen ein Aussehen, wie es in Fig. 2 dargestellt ist. Die Bruchfläche (richtiger Spaltfläche) hat theilweise ein ebenes Aussehen, während an anderen Stellen eine Anhäufung von parallel an einander gelagerten Säulen rechteckigen Querschnittes auftritt. Die ebenen Flächen sowol wie diese Säulen erscheinen überdeckt mit zahllosen, tropfenförmigen Erhabenheiten, die im Allgemeinen ziemlich regelmässig angeordnet sind. Die Gestalt dieser Gebilde geht aus der Fig. 2b deutlich hervor; über ihre Grössenverhältnisse sei hier bemerkt, dass etwa 1200 bis 1500 Höcker auf den Quadratmillimeter entfallen, und dass ihr Durchmesser 0,01 bis 0mm,03 beträgt. Diese Gebilde erscheinen nun fast ausnahmslos in den allerbrillantesten Anlauffarben und geben ein überaus zierliches Bild. Ausser diesen Erscheinungen treten beim Spiegeleisen fast glatte, rein weisse Flächen auf, die nur von sich meist in zwei Richtungen kreuzenden Sprüngen und Spaltlinien durchzogen und hin und wieder bedeckt sind mit kleinen Krystallblättern oder Nadeln, welche ihrerseits eine überaus vollkommene Politur zur Schau tragen. Der Bruch in irgend einer Richtung durch das blattförmige Spiegeleisenkrystall zeigt stets eine rein weisse Farbe und einen feinmuscheligen Bruch auch in seiner Mikrostructur; der Bruch normal zur Blattfläche dagegen ein strahliges Gefüge derart, dass die einzelnen Strahlen fast durchweg senkrecht zur Blattoberfläche stehen.

Es wurden im Vorstehenden die Krystallisationsverhältnisse des Eisens berührt, und es soll hier noch hinzugefügt werden, dass im grauen Roheisen, wie bekannt, ebenfalls Krystallisationen vorkommen, deren Untersuchung nicht uninteressant ist. Das sind die sogenannten „tannenbaumförmigen Krystalle", wie sie unter anderem in der oben citirten Broschüre von E. Schott, S. 16 und 17 beschrieben sind. Diese Krystallformen stellen das Skelett eines Oktaëders vor, wie aus der Fig. 3 ersichtlich, welche in natürlicher Grösse nach einem Handstück gefertigt wurde, das seinerseits einem schweren Gussstück entnommen worden ist. Die einzelnen Individuen dieses Skelettes zeigen das in Fig. 4 in starker Vergrösserung wiedergegebene, tannenbaumförmige Aussehen. Sie bieten in ihrer Erscheinung interessante Einzelheiten, deren genauere Beschreibung an diesem Orte mich von dem hier gesteckten Ziele zu weit entfernen würde. Ich beschränke mich darauf, anzuführen, dass auch bei ihnen, infolge ihres Auftretens in Hohlräumen der Masseln oder der dickeren Gussstücke die brillantesten Anlauffarben der Regel nach gefunden werden können. In der Bruchfläche der homogenen Masse habe ich, entgegengesetzt den Andeutungen des Hrn. E. Schott, wenigstens bei Coksroheisen diese Krystallformen bislang nicht entdecken können. Bei hellgrauem Holzkohlenroheisen habe ich — so weit ich meine Untersuchungen auf dieses ausdehnte — dieselben öfters auch in der homogenen Bruchfläche in einem sehr lang gestreckten Zustande gefunden. Ob aus den Längenverhältnissen der Axen dieser Krystalle*) mit einiger Sicherheit auf die Qualität des Eisens geschlossen werden kann, vermag ich nicht zu sagen, da es mir seither leider nicht vergönnt war, vergleichende Untersuchungen in dieser Richtung anstellen zu können. Ich glaube aber nach einer Vergleichung der verschiedenartigen Vorkommnisse mit einander, dass dies möglich sei. Ein Vorkommen von Krystallen, das mir bislang ganz vereinzelt aufgestossen ist, will ich noch erwähnen; es ist das in Fig. 5 wiedergegebene. Es war natürlich unmöglich, das nur 0mm,02 im Durchmesser haltende Krystall in Bezug auf seine Zusammensetzung zu prüfen. —

Ich wende mich nunmehr derjenigen mikroskopischen Untersuchungsmethode zu, die ich nach meinen seitherigen Erfahrungen als die für die praktischen Interessen verwendbarste halte, den Untersuchungen an

*) Vergl. Eggertz in der „Berg- u. hüttenm. Zeitg." 1865, S. 376.

*) E. Schott: „Kunstgiesserei in Eisen", S. 17.

den Schliffflächen. Ich habe auch hier vorauszuschicken, dass die Untersuchungen stets bei thunlichst geringen Vergrösserungen vorzunehmen sind, weil anderenfalls die sehr lichtschwach werdenden Bilder eine starke künstliche Beleuchtung des Objectes erfordern, was immer mit unbequemen Weitläufigkeiten verbunden ist. Man kommt in weitaus den meisten Fällen mit einer stärksten linearen Vergrösserung von etwa 200 : 1 aus und kann hierbei noch, was ich für recht bequem halte, das auf den Objectträger aufgekittete Schliffobject in eine so schiefe Stellung bringen, dass das von der Schlifffläche reflectirte Licht mehr oder minder voll in das Gesichtsfeld des Instrumentes gelangt. Bei successiver Tubusverstellung erhält man dann nach einander alle Conturen genügend scharf. Bei Anwendung von Canadabalsam und Deckgläsern braucht man allerdings dem Object eine solche schiefe Stellung nicht zu geben. Der Canadabalsam giebt aber ein weniger klares Bild und verändert mit der Zeit das Aussehen des Schliffes.

Die Herstellung der Schliffe, die möglichst eben und sehr vollkommen polirt sein sollen, ist freilich eine Sache, die Geduld erfordert und erlernt sein will, die aber bei einiger Uebung durchaus nicht gar zu zeitraubend ist. Man kommt hier am besten zum Ziele, wenn man nicht gar zu grosse — etwa 5 bis 10^{mm} im Quadrat haltende — möglichst dünn gefeilte oder geschliffene Blätter mittelst Schellack auf eine Holzscheibe klebt und dann mit Smirgel und Wasser auf einer Platte von etwa 250 bis 300^{mm} Seite aus hartem Spiegelglase vorschleift. Das Fertigschleifen geschieht auf einer zweiten Glasplatte mit möglichst sorgfältig und fein geschlämmtem Smirgel und Wasser, während das Poliren auf der dritten Platte mit gut geschlämmtem Wienerkalk oder Zinnasche und Wasser ausgeführt wird. Die Untersuchungen werden nun an den frischen oder an mit verschiedenen Chemikalien behandelten Schliffen angestellt.

Bei den frischen Schliffen treten bei grauem graphitreichen Werken Sprünge und Risse, Löcher u. s. w., auch wol verschiedene, wenn auch äusserst schwache Schattirungen auf. Die Sprünge haben den verschiedenartigsten Verlauf und treten auch in ganz verschiedener Häufigkeit auf, Fig. 6 und 7. Sie sind meistens zum Theil schon mit blossem Auge bemerkbar und rühren von den eingesprengten Graphitblättern her. Diese weicheren Graphitblätter werden von dem Schleifmaterial eher zerrieben und fortgenommen als das festere Eisen, und ihre Durchschnittslinien auf der Schlifffläche müssen daher als schwache Vertiefungen erscheinen. Das graue Eisen ist bekanntlich ein Gemenge von verschiedenen Eisenverbindungen, welche sehr wahrscheinlich verschieden hart, dem Schleifmateriale verschiedenen Widerstand entgegensetzen und daher, wie oben erwähnt, verschiedene Schattirungen auf der Schlifffläche zeigen müssen; wozu noch kommen mag, dass die einzelnen Verbindungen auch schwache Farbennüancen haben werden. Das halbirte Eisen zeigt sein gestricktes Gefüge sowol infolge dieser Schattirungen als auch infolge der Lage jener Graphitrisse, meistens ziemlich deutlich z. B. das schwedische Kanoneneisen. Hier sieht man bei stärkerer Vergrösserung sich das weissere, kohlenstoffreichere, härtere und darum besser polirbare Eisen in netzartigen Gebilden scharf von der dunkleren Grundmasse trennen, was dem Ganzen ein marmorirtes Ansehen giebt.

Ein wesentlich modificirtes Aussehen bietet auch hier wiederum das Spiegeleisen, indem die Schlifffläche desselben fast immer, wenn man nicht absichtlich eine ausgewählte Blattfläche anschleift, die Linien der Blätterdurchgänge ganz deutlich zur Schau trägt, auch ohne vorher mit Säuren behandelt worden zu sein. Man kann sogar oftmals schon feinere Structuren verfolgen.

Die Fig. 6 bis 8 geben von dem oben Gesagten einige Anschauung.

Ungemein viel verständlicher aber werden alle diese Einzelheiten, wenn die Schliffe mit Säuren behandelt werden. Man wählt hierzu am besten Salzsäure oder Salicylsäure und wendet, was man auch für Chemikalien benutzen mag, immer nur die denkbar grössten Verdünnungen an. Je vollkommener polirt der Schliff und je langsamer die Wirkung der Säure ist, desto sauberer und verständlicher werden die Bilder ausfallen. Die Salicylsäure scheint sich für die meisten Fälle ganz besonders als Aetzmittel zu eignen. Ich habe wenigstens bis jetzt immer saubere Bilder erhalten bei einer Verdünnung, welche erreicht wird, wenn man zu etwa 10 bis 15^{cc} Wasser einen Tropfen von etwa 1^{mm} Durchm. einer Lösung der Säure in 9 Theilen Alkohol hinzufügt. Die Schliffe bleiben der Einwirkung der Säure ½ bis 3 Tage ausgesetzt und werden in der Zwischenzeit erforderlichen Falles öfters abgebürstet.

Das reinere Eisen wird durch die Säure am wenigsten, Spiegeleisen erst nach längerer Einwirkung fast unmerklich angegriffen und tritt, wo es im Schliffe vorhanden, äusserst scharf gegen den weicheren, dunkleren und stärker angegriffenen Theil hervor, fast immer an den Rändern charakteristische Ausrundungen und Ausbuchtungen zeigend. Wo das Spiegeleisen in grösseren Partien oder vorherrschend auftritt, kommt es gewöhnlich wie mit ziemlich regelmässig angeordneten Löchern übersät zur Erscheinung. Diese Löcher scheinen den oben angeführten Höckern auf den Spaltflächen zu entsprechen. Sie reihen sich oftmals so nahe an einander, dass es aussieht, als wenn sie zu je zwei, drei und mehreren in einander geflossen wären und erzeugen auf diese Weise die oft sehr regelmässig ausgebildeten Figuren, wie sie in Fig. 9 dargestellt wurden. Die tiefer liegenden, dunkleren Flächen haben wiederum verschiedene Schattirungen sowol der relativen Helligkeit und Farbe an sich, als auch dem Grade der Einwirkung der Säure nach, und man kann auch hier häufig noch zwei und drei Nüancen unterscheiden.

Die Graphitblätter im grauen Roheisen treten scharf und deutlich hervor und sind je nach dem Wirkungsgrade der Säure mehr oder minder über die Schlifffläche erhaben.

Die einzelnen Eisenverbindungen können noch mehr zur Erscheinung gebracht werden, wenn man Bruchstücke von einem und demselben Objecte mit verschiedenen Chemikalien behandelt, oder die geätzten Flächen nachträglich durch Anwärmen mit Anlauffarben versieht. Diese Anlauffarben erscheinen unter dem Mikroskop ungemein lebhaft und sind in ihren Abstufungen meistens scharf von einander getrennt.

Wer alle diese Erscheinungen aufmerksam vergleicht, kann sich der Ansicht nicht verschliessen, dass einmal die verschiedenen Eisenverbindungen nur mechanisch gemengt im Roheisen enthalten sind, dass sie während des Erstarrens (Krystallisirens) in oft erstaunlicher Regelmässigkeit sich neben einander ablagern, und dass die mikroskopische Untersuchung infolge davon die allergrösste Aussicht hat, eine für die Praxis durchaus brauchbare Untersuchungsmethode zu geben. Dazu sind aber vor allen Dingen vergleichende Studien erforderlich, in der Weise ausgeführt, wie sie Hr. E. Schott in der mehrfach erwähnten Broschüre angedeutet hat, Studien, die einmal vergleichen die Gussfähigkeit des Materials und seine Festigkeitsverhältnisse, und auf der anderen Seite die chemische Analyse zur Stütze haben, Studien aber auch, denen ein Einzelner bei dem Umfange des Materials unmöglich gerecht werden kann, und die darum das Zusammenwirken vieler Kräfte erfordern. Vergleiche der zuerst angeführten Art habe ich leider bislang nur sehr wenige anstellen können. Die Vergleiche zweiter Art sollen zunächst mein Hauptaugenmerk bilden, und ich glaube auch hier Erfolge von praktischer Verwendbarkeit erwarten zu dürfen. Als Beleg hierfür sei schliesslich noch das Folgende erwähnt. Aus Fig. 10 — Längsschliff eines tannenbaumförmigen Krystalles — geht die immerhin interessante Thatsache hervor, dass das Krystall nicht aus einer einzigen Eisenverbindung bestehen kann. In der That habe ich bei der Auflösung solcher Krystalle in Schwefelsäure auch noch Graphitblätter erhalten, deren Spuren auf der hier dargestellten Schliffläche allerdings nicht zu bemerken waren.

Ueber das englische Eisenbahnwesen.

Von **Heinrich Macco**.

(Vorgetragen in der Versammlung des Siegener Bezirksvereines vom 28. Juli 1877.)

Allgemeines.

Die grossen Eisenbahnfragen, das Project der Reichseisenbahnen, sowie die Tariffestsetzungen, welche in neuerer Zeit das interessirte Publicum so lebhaft bewegten, haben veranlasst, dass diese Kreise sich überhaupt wieder lebhafter dem Studium der Eisenbahnen zuwandten. Da es nun wol zweckmässig ist, nicht blos die eigenen Einrichtungen, sondern auch die anderer Länder vergleichend in den Kreis solcher Beurtheilungen zu ziehen, so hielt ich es für angebracht, das vorliegende Thema auf die heutige Tagesordnung zu setzen, um dadurch vielleicht die Anregung zu weiterem, eingehendem Studium dieses Gegenstandes zu geben.

Hiermit ist wol schon gesagt, dass es mir in dem Folgenden unmöglich ist, das Wesen der englischen Eisenbahnen in Bau und Betrieb erschöpfend darzustellen. Die mir gegebene Zeit wird nur erlauben, eine allgemeine Skizze desselben vorzuführen. Natürlich ist es auch, dass es mir als keinem Eisenbahnfachmann unmöglich war, das folgende Material vollständig alles selbst zu sammeln oder nur aus eigener Anschauung zu berichten. Neben dem, was ich bei mehrfachem Aufenthalt in England beobachtet, habe ich die vorzüglichen Berichte der Herren Schwabe, v. Weber, Hartwich, Buresch und Wehrmann, sowie die mannigfaltigen Notizen in der „Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen" auszüglich benutzt.

Das englische Eisenbahnwesen ist in seiner Gesammtheit unzweifelhaft eine der grössten Schöpfungen menschlicher Thätigkeit, es ist gross durch den in ihm bewiesenen Erfindungsgeist und den Scharfsinn der Anlage, es ist gross und bewundernswerth durch die Intelligenz des Betriebes. Das englische Eisenbahnwesen ist das älteste aller Staaten und auch heute noch immer das Muster unter denselben.

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass dieses Werk ganz privater Natur ist, es ist nur durch den Unternehmungsgeist von Privatleuten entstanden und bis heute betrieben. England hat keine Staatsbahnen oder unter Staatsverwaltung stehende Bahnen, es hat nur Geschäftsbahnen. Allerdings ist die Staatsverwaltung nicht, wie in Preussen ursprünglich, der Anlage von Bahnen hindernd in den Weg getreten, sondern Regierung und Parlament haben in richtigem Blick diesen Unternehmungen von vornherein ihre wohlwollende Unterstützung zugewandt.

Das heutige Eisenbahnnetz Englands befindet sich in einem gewissen Beharrungszustand. Das Land ist so sehr mit Eisenbahnlinien durchzogen, dass grosse durchgehende Linien wol kaum mehr gebaut werden können. Die einzelnen Gesellschaften sind im Wesentlichen nur mit dem Ausbau des vorhandenen Netzes, Anlage von Nebenstrecken und der Verschmelzung benachbarter Linien zur Arrondirung ihres Wirkungsgebietes und Einschränkung der unerträglichsten Concurrenz beschäftigt.

Hierbei kann aber nur von dem eigentlichen England die Rede sein. Während die schottischen Eisenbahnverhältnisse mehr denen Preussens nahe kommen, ist die Lage der Bahnen in Irland eine ganz abweichende. Infolge der allgemeinen traurigen Verhältnisse des Landes ist dort die Durchschnittsrentabilität der Bahnen ausserordentlich niedrig ($1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{4}$ pCt.); einige Bahnen haben

ihren Betrieb schon seit längerer Zeit ganz eingestellt, andere haben Bankerott gemacht.

Verhältniss der Bahnen zum Staat.

Das Verhältniss der englischen Bahnen zum Staat ist ein gegen unsere Verhältnisse sehr lockeres und unabhängiges.

Die Erlaubniss zum Bau und Betrieb einer Bahn sowie zur Verschmelzung verschiedener Bahnen wird vom Parlament durch ein besonderes Gesetz in jedem einzelnen Falle ertheilt. Diese Gesetze sind für den Nachsuchenden ausserordentlich kostspielig. So kostete beispielsweise das später zurückgezogene Gesuch zur Verschmelzung der Midland und Glasgow und South Western Railway beiden Parteien täglich 30 000 *M.*

Mit der Ertheilung der Concession werden vom Parlamente auch die Maximaltarife nicht nur für die ganze Bahn, sondern, wenn es für nöthig gehalten wird, verschiedene Maximaltarife für einzelne Strecken derselben Bahn gesetzlich festgestellt. Die Maximaltarife enthalten die beliebig von den Eisenbahnen festzusetzenden Expeditionsgebühren, sowie das Rollgeld für An- und Abfuhr der Güter nicht, und sind meistentheils so hoch gegriffen, dass die Eisenbahnen dieselben selten in Anspruch nehmen. Sie schwanken je nach den verschiedenen Tarifclassen zwischen 0,46 bis 1,4 Pf. pro Kilometer und 50 Kilogramm. Ebenso wie die Maximaltarife werden die Abgaben für den in England sehr ausgedehnten Concurrenzbetrieb vom Parlament festgesetzt.

Bauliche Specialvorschriften werden den Eisenbahnen nur in geringem Umfange gemacht.

Wenn die Eisenbahnen nun auch bei ihren Bauten sich im Allgemeinen unabhängig von dem übrigen Verkehr machen, so fand ich doch Ende 1875 noch beispielsweise in Middlesborough eine Bahn, auf welcher täglich ausser einer Menge Güterzüge 26 Personenzüge nach beiden Richtungen gingen, eine Hauptverkehrsstrasse im Niveau durchschneidend. Auffallenderweise sperrte aber hier die Barriere die Bahn ab und wurde nur beim Durchgang der Züge geöffnet. Zu derselben Zeit fand ich südlich von Carlisle noch mehrere Bahnen einander im Niveau kreuzend.

Die härtesten Vorschriften der englischen Bahnen beruhen in der unbedingten Haftpflicht. Man wird später sehen, welche ungeheure Ausgaben für die Eisenbahnen durch dieses Gesetz verursacht werden. Die Eisenbahnen sind dem Handelsamt (Board of Trade) unterworfen. Die Hauptwirksamkeit des Handelsamtes beschränkt sich aber fast nur auf die Abnahme der fertigen Eisenbahnstrecken durch die Ingenieure des Amtes und die Ertheilung der Erlaubniss zum Betriebe derselben.

Seit 1873 ist eine Eisenbahn-Commission, bestehend aus einem Ausschuss beider Häuser des Parlamentes gebildet worden, welche die Interessen des Staates und des Publicums energischer und erfolgreicher als die früheren Einrichtungen den Eisenbahnen gegenüber vertritt. Diese Eisenbahncommission bildet das Schiedsgericht zwischen Publicum und Gesellschaften, ihr liegt die Ueberwachung der Bahn ob behufs Ausführung aller gebührenden und billigen Einrichtungen, sie hat das Publicum gegen ungerechte Bevorzugung Einzelner zu schützen, für Offenlegung aller Tariffestsetzungen zu sorgen und in streitigen Fällen die Expeditionsgebühren festzusetzen.

Allgemeiner Vergleich.

Um nun einen allgemeinen vergleichenden Ueberblick der preussischen und englischen Bahnen zu geben, führe ich in Folgendem die hauptsächlichsten und massgebenden Zahlen kurz an.

	England	Preussen
Im Jahre 1875 betrug die Gesammtlänge der Bahnen	26 819 km	16 143 km
davon waren zweigleisig	14 326 km	6 186 km
Es kommen auf 1 geogr. Quadratmeile	4 km,69	0 km,56
Es kommen auf 10 000 Einwohner	8 km,35	6 km,27
Das Gesammtanlagecapital betrug	12 604 000 000 *M*	4 211 000 000 *M*
oder pro Kilometer Bahnlänge	470 264 *M*	214 691 *M*
Es wurden befördert		
Reisende I. Classe	43 708 886	1 676 897
- II. -	70 524 171	17 353 269
- III. -	392 741 177	61 028 138
- IV. -	—	35 334 761
Im Ganzen	506 975 234	115 393 065
Die Einnahmen aus dem Personenverkehr beliefen sich auf	514 293 620 *M*	143 879 974 *M*
oder pro Kilometer	19 179 -	9 257 -

Reisende und Einnahmen vertheilen sich hiernach auf die verschiedenen Classen in Procenten:

	England		Preussen	
	Reisende	Einnahmen	Reisende	Einnahmen
I. Classe	8,6	21,9	1,5	7,2
II. -	13,9	17,8	15,0	33,4
III. -	77,7	60,3	52,9	40,7
IV. -	—	—	30,6	18,7

	England	Preussen
Die Einnahmen aus dem Gütertransporte belaufen sich auf	665 316 440 *M*	372 260 717 *M*
Die Gesammteinnahmen betragen	1 179 655 060 -	550 833 787 -
Die Gesammtausgaben betragen	643 963 920 -	356 055 405 -
oder in Procentsätzen der Einnahmen	55 pCt.	65 pCt.

Es repartiren an den Gesammteinnahmen in Procentsätzen:

	England	Preussen
Der Personenverkehr mit	44 pCt.	28 pCt.
- Güterverkehr	- 56 -	72 -

Auffallend in diesen Zahlen ist das Missverhältniss der Einnahmen aus dem Personen- und Güterverkehr

in Preussen. Offenbar fahren wir so billig auf Kosten des wichtigsten Theiles des Eisenbahnbetriebes, auf Kosten des Güterverkehres.

Es bestätigt sich dies bei Betrachtung der Procentsätze der Reisenden, die auf die verschiedenen Classen fallen. Hier steigt sofort die Frage auf, ob es richtig ist, wegen der 1,5 pCt. Reisenden eine besondere Classe, die I. Classe beizubehalten. Ebenso liegt ein Missverhältniss mit der IV. Classe vor, die in Preussen nahezu ein Drittheil sämmtlicher Reisenden transportirt, deren Einnahmen sich aber nur mit dem fünften bis sechsten Theil an den Gesammteinnahmen aus dem Personenverkehr betheiligen. Wenn ich auch nicht für Aufhebung der IV. Classe plädiren will, so scheint mir doch eine Einschränkung derselben auf eine geringere Zahl von Zügen und eine dadurch folgende Entlastung der Bahnen im Interesse der Allgemeinheit möglich. Thatsächlich fährt die IV. Classe in Preussen auf vielen Bahnen unter Selbstkosten.

Eine weitere und sehr bedeutende Belastung der preussischen Bahnen liegt in der Verpflichtung des kostenfreien Transportes der Post. Fachleute haben die dadurch den preussischen Bahnen verursachten Kosten auf 20 Millionen Mark berechnet. Bei einer solchen Bonification scheint es allerdings nicht schwierig, im Postetat einige Millionen Mark Ueberschüsse jährlich zu haben.

Diesen Belastungen der preussischen Bahnen stehen die schweren Verpflichtungen gegenüber, die den englischen Bahnen durch ein an sich strenges aber auch streng ausgeführtes Haftpflichtgesetz erwachsen. Im Jahre 1875 betrugen die Beträge, die infolge dieses Gesetzes von den englischen Bahnen gezahlt wurden

im Personenverkehr	6436700 ℳ
- Güterverkehr .	6395980 -
im Ganzen	12832680 ℳ

oder 1 pCt. der Brutto- oder 6 pCt. des Nettoertrages der Bahnen.

Die Rentabilität der beiderseitigen Bahnen vom Jahre 1860 bis 1874 ersieht sich in der folgenden Aufstellung.

	in England	in Preussen
	pCt.	
1860 . . .	4,11	5,54
1861 . . .	4,06	5,07
1862 . . .	3,85	4,85
1863 . . .	3,99	5,26
1864 . . .	4,23	4,56
1865 . . .	4,11	5,98
1866 . . .	4,01	5,75
1867 . . .	3,91	5,54
1868 . . .	4,08	5,51
1869 . . .	4,22	5,67
1870 . . .	4,41	5,88
1871 . . .	4,48	6,07
1872 . . .	4,51	5,54
1873 . . .	4,35	4,64
1874 . . .	4,14	4,06.

Der Ertrag der englischen Bahnen, welche mit beinahe dem doppelten Capital der preussischen Bahnen pro Kilometer belastet sind, ist hiernach nicht den bedeutenden Schwankungen der preussischen Bahnen unterworfen, er hat aber auch nicht die niedrige Stufe derselben erreicht. Die folgende Aufstellung giebt die Dividenden der hauptsächlichsten englischen Bahnen vom Jahre 1871 und 1876 an.

	1871	1876
	pCt.	
Caledonian	$5\frac{3}{4}$	7
Great Eastern	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{3}$
- Northern	$8\frac{3}{4}$	$6\frac{3}{4}$
- Southern u. Western (Irland)	$5\frac{1}{2}$	6
- Western	$5\frac{3}{5}$	$4\frac{1}{4}$
Lancashire und Yorkshire . . .	8	$6\frac{1}{4}$
London, Brighton und South Coast	$4\frac{1}{4}$	$7\frac{1}{4}$
London und North Western . .	$8\frac{3}{4}$	$7\frac{1}{4}$
London und South Western . .	$6\frac{1}{4}$	$6\frac{1}{2}$
Manchester, Sheffield u. Lincolnshire	4	$3\frac{3}{4}$
Midland	$7\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$
North British	$1\frac{1}{4}$	4
North Eastern	10	$7\frac{3}{4}$
North Staffordshire	4	$2\frac{1}{4}$
South Eastern	6	$7\frac{1}{2}$

Sechs Bahnen sind hiernach im Erträgniss gestiegen, neun sind zurückgegangen; immerhin haben im letzten Jahre von diesen fünfzehn Bahnen, acht über 6 pCt. und zehn über 5 pCt. Dividende ezielt.

Um eine allgemeine Vorstellung von der Bedeutung und Grösse einzelner englischer Bahnen zu geben, führe ich die London und North Western Railway mit einer Länge von 2574km,4 und 1279431260 ℳ Capital und $7\frac{1}{4}$ pCt. Dividende pro 1876 an. Die Bahn besitzt eigene Bessemer- und Walzwerke sowie bedeutende Maschinenfabriken mit einem Arbeiterpersonal von 7000 Mann in Crewe. Sie ist im Besitz von 2122 Locomotiven, von denen zur Zeit 748 Stück in ihren Haupttheilen, Kessel, Rahmen u. s. w. aus dem von ihr selbst hergestellten Bessemerstahl hergestellt sind.

Die Midland Railway hat bei einer Länge von 1792km, 992708020 ℳ Capital, 1876 ein Erträgniss von $5\frac{3}{4}$ pCt. ergeben. Sie besitzt ebenfalls bedeutende Werkstätten in Derby und in London ein riesenhaftes Bahnhofshotel, das bei einem Kostenaufwand von 8760000 ℳ noch eine leidliche Rente bringen soll.

Die Great Western Railway hat bei einer Länge von 2465km, 1020443040 ℳ Capital, im Jahre 1876 eine Rente von $4\frac{1}{4}$ pCt. ergeben. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass diese Bahn in den letzten Jahren die sehr theure Arbeit der Umlegung ihrer nach Brunnel-schem System gebauten Bahn von 2m,154 Spurweite in die Normalspur ausgeführt hat.

Organisation der Bahnen.

Die Organisation der Verwaltung der englischen Bahnen ist meistens unter einander wenig abweichend. An der Spitze der Verwaltung steht die Direction

(Board of directors). Dieselbe ist aus den Mitgliedern der Gesellschaft, aus Leuten der verschiedensten Berufsclassen zusammengesetzt. Selten befinden sich Juristen in derselben. Die Arbeit der Direction besteht in Berathungen und Beschlüssen in gemeinschaftlichen Sitzungen, welche, so oft es erforderlich ist, abgehalten werden. Die Beschlüsse der Direction werden von dem Secretär der Gesellschaft, welcher ebenfalls Sitz und Stimme bei den Directionssitzungen hat, ausgeführt. Unter der Direction steht der Betriebsdirector (General Manager). Derselbe ist der verantwortliche Leiter des Ganzen, und werden in erster Linie tüchtige gewandte Geschäftsleute, seltener Techniker und noch seltener Juristen zu diesem Posten herangezogen. Die weitere ausführende Verwaltung besteht bei den grösseren Bahnen aus den folgenden Abtheilungen:

1) Der Ingenieurabtheilung (Engineers Department) mit dem Oberingenieur an der Spitze; hat den gesammten technischen Bahndienst und das Bauwesen unter sich.

2) Der mechanischen Abtheilung (Locomotive Dep.) mit Chefs in den verschiedenen Unterabtheilungen; steht über dem Bahnmaterial, den Werkstätten und dem Transportdienst.

3) Der Personentransport-Abtheilung nebst der Betriebspolizei (Coaching and Police Dep.).

4) Der Güterverkehrsabtheilung (Goods Dep.) mit dem Güterverwalter an der Spitze (Goods Manager).

5) Der Buchhaltungs- und Magazin-Verwaltung (Finances and Store Dep.).

6) Der Grundstücks- und Gebäudeverwaltung (Estate Dep.).

7) Dem Controlbüreau (Audit and Chec Dep.) nebst der erforderlichen Anzahl von Unterbeamten.

Eine Cassenabtheilung ist nicht vorhanden. Das Cassenwesen ist vollständig von der Bahnverwaltung getrennt und einem mit der Gesellschaft in Verbindung stehenden Bankinstitut übertragen.

Das Clearing house.

Ganz abweichend von unserer Einrichtung und als äusserst interessant und wichtig ist die Art der Abrechnung der Bahnen unter einander hervorzuheben.

97 Bahnen Englands, Schottlands und Irlands haben zu diesem Zweck in London ein Institut, das Centralabrechnungsbüreau für den Uebergangsverkehr (Clearing house) gebildet. Zweck desselben ist:

Abrechnung des Personen-, Güter- und Vieh-Verkehres und Ausgleichung der Beträge.

Controle der Wagen, Decken, Ketten u. s. w. und Feststellung der Miethen.

Regelung der Entschädigung für verlorene und beschädigte Güter.

Regelung der Entschädigung für beschädigte Fahrzeuge.

Anordnung des Versicherungswesens für Päckereien und Güter im durchgehenden Verkehre.

Die Verwaltung des Clearing house geschieht durch ein Hauptcomité, welches aus Delegirten sämmtlicher betheiligten Bahnen besteht und seine Geschäfte in Generalconferenzen erledigt. Von diesem Hauptcomité werden die Untercomités gewählt und bestehen aus:

1) Comité für Entschädigung des Betriebsmaterials (Damaged stock arbitration committee). Dasselbe besteht aus zwölf Mitgliedern, welche sämmtlich Betriebsdirectoren sind.

2) Comité für verlorene und beschädigte Güter (Goods claims arbitration committee).

3) Comité für die Reclamationen im Wagenverkehr (Superintendents claims arbitration committee).

An der Spitze des Clearing house steht ein Director (secretary). Demselben sind etwa 1300 Buchhalter (clerks) in den verschiedenen Abtheilungen untergeordnet.

Ausserdem ist auf den einzelnen Uebergangs- und Controlstationen eine grosse Anzahl Controlbeamte (numbermen) angestellt, welche bezirksweise einem Bezirksinspector untergestellt sind.

Die Stations- und Controlbeamten haben nun an das Clearing house innerhalb der ersten sechs Tage eines jeden Monats den Nachweis des durchgegangenen Personenverkehrs, der abgenommenen Billets sowie des gefundenen Gepäcks;

monatlich an den bestimmten Tagen den Nachweis des Pferde-, Equipagen-, Hunde- und Päckereiverkehres nebst Begleitscheinen;

monatlich an bestimmten Tagen den Nachweis der angekommenen und abgesandten Güter nebst zugehörigen Frachtbriefen, eingegangene Reclamationen aber wöchentlich und endlich

wöchentlich die Nachweisung sämmtlicher übergegangenen Wagen und Wagendecken nebst Angabe der nicht bezettelten Wagen und der Dienststunden jedes Controlbeamten, einzureichen.

Die Nachweisungen über den Personen-, Pferde-, Equipagen-, Hunde-, Päckerei- und Güterverkehr geschehen von den Beamten der einzelnen Gesellschaften, die Nachweisung über Controle der Wagen, Decken u. s. w. von den Controlbeamten des Clearing house.

Auf Grund dieser Materialien geschieht nun die Abrechnung nach Massgabe speciell vereinbarter Bestimmungen. Die Einzahlungen werden von den Eisenbahngesellschaften an den Bankier des Clearing house bewirkt und die Einnahmen von demselben vertheilt bezw. gut geschrieben.

Die ausserordentlichen Vortheile dieser Einrichtung, die wesentlich einfache und billige Art der Abwickelungen ist von allen Seiten anerkannt, sie wird augenscheinlich bestätigt durch die Thatsache, dass es den englischen Bahnen möglich ist, halbjährige Rechnungslegung zu führen und die Dividenden schon zwei Monate nach dem Schluss des Geschäftsjahres auszuzahlen. Es ist überraschend, dass eine solche Einrichtung bei den deutschen Bahnen, die sich ja schon in so Vielem vereinbart haben, noch keine Nachahmung gefunden hat.

Verwaltungsgrundsätze.

Was nun die allgemeinen Verwaltungsprincipien der englischen Bahnen angeht, so unterscheiden sie sich ganz wesentlich von denen der deutschen Bahnen, sie geben den englischen Bahnen einen ganz anderen Charakter, der sich in äusserst schneller Erledigung aller Zuschriften und im directen Verkehr des Publicums mit den Beamten in persönlich angenehm berührender Weise äussert. Als ersten Grundsatz finden wir eine grosse Machtvollkommenheit aber auch entsprechende Verantwortlichkeit des Einzelnen geltend. Die Folge davon ist völliger Ausschluss collegialischer Verwaltung. Natürlich müssen bei solchen Grundsätzen die Tüchtigkeit und die Leistungen des Einzelnen in hohem Grade entwickelt sein. Da indessen die Salarirung der Beamten eine hohe ist, so ist der Zudrang zu diesen Stellen ein starker und die Auswahl eine den Anforderungen entsprechende. Uebereinstimmend mit der Selbstständigkeit der Einzelnen zeichnen sich der Dienst und Geschäftsgang, sowie die Instructionen der Beamten durch Einfachheit und Naturwüchsigkeit sowie durch vollständigen Ausschluss eines jeden büreaukratischen Wesens aus. Alle unnöthigen Schreibereien werden möglichst zu vermeiden gesucht, mündliche Anweisung, persönliche Controle, kurze klare Schriftstücke und Instructionen, wo sie nöthig sind, Vermeidung aller unnöthigen Formen in persönlichem und schriftlichem Verkehr, das sind die charakterisirenden Eigenschaften der englischen Verwaltung, durch die es den Beamten möglich ist, den Hauptzweck ernst und fest im Auge zu behalten und den Bahnen sowie dem Publicum am besten zu dienen.

Bei der Anstellung und dem Avancement ist in erster Linie eine tüchtige und selbstständige Dienstpraxis massgebend.

Dass bei solchen Anforderungen und solcher Art des Dienstes die Angestellten äusserst in Anspruch genommen werden, ist natürlich; die Bahnen erzielen aber das vortheilhafteste Resultat einer ausserordentlichen Oekonomie in der Zahl der Beamten, eines schnellen und exacten Geschäftsbetriebes.

Entsprechend den Anforderungen ist die Ausbildung der englichen Bahnbeamten lediglich eine praktische. Die jungen Leute treten mit dem vierzehnten Lebensjahre ein, machen nach und nach den Dienst in allen Betriebszweigen ohne jedwede Unterbrechung durch und können also, ohne höhere Bildung erlangt zu haben, nach dem Grade ihrer Leistungen ziemlich hoch avanciren.

Mit den gewandten und tüchtigen Beamten, die aus dieser Schule hervorgehen, können die deutschen Eisenbahnbeamten schwer einen Vergleich aushalten. Die deutschen Subalternbeamten sind meistentheils Leute, welche nach Ablauf einer längeren Dienstzeit im Heere als versorgungsberechtigt in den Eisenbahndienst treten; die besten und gesundesten Jahre sind vorüber, und vor Allem befinden sie sich in einem Zustande, in dem die Neigung zum Lernen, zur eifrigen Einarbeitung in eine ganz neue, körperliche und geistige Aufmerksamkeit erfordernde Thätigkeit mehr oder weniger geschwunden ist. Der Wunsch nach Bequemlichkeit ist vorherrschend. Welchen moralischen Einfluss der Aufenthalt in der Armee und die Beziehungen zu den einjährig Freiwilligen auf die späteren Eisenbahnbeamten haben, will ich hier nicht weiter ausführen. Schlimm genug scheint es mir nach meinen Erfahrungen zu sein.

Dass bei solchen Beamten der Verkehr mit den englischen Bahnen leichter und glatter ist, dass sowol die Interessen des Publicums wie der Bahnen besser gewahrt werden, ist leicht erklärlich. Die deutsche Industrie ist überhaupt in vielen Punkten gegen die der benachbarten Länder zurückgesetzt.

Ich erwähne die Entziehung der Arbeitskräfte durch das grosse stehende Heer; die Entziehung eines grossen Theiles der gebildeten Jugend durch den Offizierstand, meistens Leute, die durch ihre Charaktereigenschaft dem Techniker nahe verwandt sind, der beständige Kampf mit dem Büreaukratismus der höheren Eisenbahnbeamten, der schwierige Verkehr der Eisenbahnsubalternbeamten, Mangel an Wasserstrassen, dies sind alles Punkte, durch welche wir gegenüber England, Amerika, Belgien und theilweise auch Frankreich, sehr zurückstehen und die, wenn wir auch einen Theil der Lasten gern tragen, doch uns die ungleiche Concurrenz, der wir ausgesetzt sind, noch weit mehr erschweren.

Personal.

Zurückkehrend von dieser kleinen Abschweifung, will ich hier nicht unerwähnt lassen, dass nach einer Aeusserung des Hrn. Oberbaurath Buresch die englischen Bahnen ungefähr die Hälfte an Personal gebrauchen wie gleichartige Bahnen in Preussen. Allerdings wird diese Gleichartigkeit sich schwer feststellen lassen, da dieselbe auf einer Unzahl von Factoren beruht. Augenscheinlich ist die Ersparniss an Personal eine Folge der baulichen Einrichtungen. Die Kreuzung von Wegen und Eisenbahnen im Niveau ist äusserst selten und findet sich fast nur bei Feldwegen vor. Die ganze Bahnlinie ist eingefriedigt. Es fällt dadurch fast das ganze bei uns nöthige Bahnbewachungs-Personal aus. Während in Preussen pro Bahnmeile, nur Tagesdienst angenommen, 7 bis 9 Bahnwärter und 9 bis 10 Arbeiter zur Bahnunterhaltung erforderlich sind, befinden sich in England auf derselben Strecke zwei Vorarbeiter mit 8 bis 10 Arbeitern. Die englischen Bahnen sind in Längen von 50 bis 60^{km} einem Bahnmeister unterstellt. Unter diesem Bahnmeister finden sich auf Längen von 3 bis 5^{km} ein Vorarbeiter mit 3 bis 5 Arbeitern. Aehnlich ist das Verhältniss mit dem Bahnhofspersonal. Die Weichen sind mit wenigen Ausnahmen in selten gebrauchten Nebengleisen zu Gruppenweichen nach dem System Saxby & Farmer vereinigt. Die Gruppen, welche bis zu 60 Weichen zusammenfasssen, werden von ein oder zwei ganz zuverlässigen Leuten bedient. Diese bedienen zugleich die Signale und besitzen zu-

weilen eine verhältnissmässig grosse Selbstständigkeit in der Anordnung der Ein- und Ausfahrten der Züge bei vorkommenden Unregelmässigkeiten des Betriebes. Neuerdings fängt man an, pneumatische Weichen einzuführen.

Auch das Zugpersonal ist an Zahl bedeutend geringer als in Deutschland. Die Personenzüge werden nur von einem Beamten im Colliwagen hinter der Locomotive und dem Zugführer, welche zugleich Bremsdienst versehen, begleitet. Billetcontrole auf der Strecke kommt nicht vor. Die Wagen werden auf den Stationen geöffnet und bei der Abfahrt fest verschlossen. Die Güterzüge werden nur von einem Beamten begleitet. Da die Geschwindigkeit derselben eine grössere, die Stärke aber eine wesentlich geringere als bei uns ist, so kann der Bremsdienst genügend von der gut construirten Bremse an der Locomotive versehen werden.

Weitere wesentliche Ersparnisse an Personal werden durch die ganz vorzüglichen Lade- und Entladevorrichtungen, sowie durch ungemein zweckmässige Arbeitseintheilung erzielt.

Da die An- und Abfuhr der Stückgüter in den grösseren Städten stets von den Bahnen selbst geschieht, so kann dies mit grösserer Regelmässigkeit und besserer Ordnung auf den Bahnhöfen ausgeführt werden. Das Laden der Züge concentrirt sich gewöhnlich äusserst schnell auf nur wenige Abendstunden aber mit Aufgebot bedeutender Kräfte an Menschen und mechanischen Einrichtungen.

Bauliche Einrichtungen.

Die Spurweite der englischen Bahnen beträgt mit geringen Ausnahmen des oben erwähnten Brunel'schen Systems $1^{m},435$. Der Oberbau ist durchgängig mit ausserordentlicher Sorgfalt ausgeführt und unterhalten. Die Kiesbettung hat mindestens 450^{mm} Tiefe. Nach mehreren abweichenden Versuchen ist man heute fast allgemein wieder zu den Stuhlschienen zurückgekehrt. Eiserner Oberbau kommt auffallender Weise nicht vor.

Trotz der grossen Geschwindigkeit der Züge fahren sich die englischen Bahnen sehr ruhig. Die Hauptfahrgleise der englischen Bahnen sind möglichst frei, unabhängig von den Bahnhöfen gehalten und haben mit denselben nur die allernothwendigste Verbindung. Die Güterbahnhöfe sind vollständig von den Personenbahnhöfen getrennt. Wo es zweckmässig erschien, sind auch wieder von dem Güterbahnhofe einzelne Abtheilungen für einzelne Massenartikel abgetrennt. Bei bedeutendem Güterverkehr hat man sogar die Rangirstrecken vollständig von den Güterbahnhöfen getrennt und dadurch die erweiterte Anwendung mechanischer Hilfsmittel oder Rangiren auf geneigten Ebenen ermöglicht.

Personen-Bahnhöfe.

Die allgemeine Anordnung der englischen Personen-Bahnhöfe ist stets derart, dass überall möglichst durchgehender einfacher Verkehr hergestellt wird, dass das ankommende Publicum andere Wege hat als das abgehende, und ebenso das Fuhrwerk.

Auf den Wegen zu den Perrons und Wartesälen liegen die Billetschalter nach den Fahrclassen getrennt und in grösserer Zahl, als wir es in Deutschland gewöhnt sind. Ebenso sind die Räume und Einrichtungen für das aufzugebende Gepäck disponirt. Die Perrons, oder auf grösseren Bahnhöfen die einzelnen Abtheilungen derselben sind abgeschlossen und nur mit Billet zu betreten. Die Wartesäle und Restaurationen sind klein. Das Publicum benutzt sie weniger als bei uns, da es sich gewöhnt hat, nur kurz vor dem Abgang der Züge zu kommen und den Bahnhof schnell nach Ankunft zu verlassen. Erfrischungen in den Restaurationen werden nur stehend eingenommen. Durch diese sehr lobenswerthen Eigenschaften sparen die Bahnen an Räumlichkeiten, und der schnelle sichere Betrieb selbst wird wesentlich erleichtert.

Die Perrons sind bei allen Stationen von nur einiger Bedeutung überdeckt. Die Höhe derselben ist im Aeussersten 14 Zoll engl. unter dem Fussboden der Coupés, vielfach aber 940^{mm} über Schienenoberkante. Zwischen Trittbrett und Perron ist nur 2 Zoll Spielraum. Diese Anordnung enthält eine ungemeine Bequemlichkeit für das Ein- und Aussteigen. Man fühlt dies doppelt, wenn man an das für Frauen und Kinder so gefährliche Klettern beim Ein- und Aussteigen bei den deutschen Zügen denkt. Aber nicht blos Bequemlichkeit bietet diese Einrichtung, sondern sie sichert auch der Bahn durch das schnelle Füllen und Entleeren der Züge eine schnelle Expedition der vielen Züge auf verhältnissmässig kleinen Bahnhöfen und trägt wesentlich zur Verminderung der Unglücksfälle bei. Die Perrons sind durchgängig schienenfrei. Bei durchgehenden Stationen sind Bahnhofsgebäude oder wenigstens Hallen an jeder Seite der Gleise so, dass an einer Seite und nach einer Richtung eingestiegen wird. Die Verbindung beider Perrons geschieht entweder durch Ueberbrückung oder durch einen Tunnel unter dem Bahnkörper. Die Breite der Perrons ist geringer als bei uns. Es ist dies durch die oben erwähnten Eigenschaften des Publicums und durch Abschluss derselben ermöglicht.

Die allgemeine Lage der englischen Bahnhöfe in den Städten ist möglichst nahe den bevölkertsten Theilen derselben. Wenn dadurch auch die Bauten schwierig und theuer werden und dieselben mit der grössten Ausnutzung des kleinsten Raumes ausgeführt werden müssen, so lohnt sich dies doch durch den der bequemen Lage entsprechenden grösseren Localverkehr. Die ausserordentliche Entwickelung und Ausdehnung dieses Verkehres, der in grösseren Städten den Strassenomnibus sowie den Strassenbahnen starke Concurrenz macht, bildet einen ganz hervorragenden Unterschied zwischen englischem und deutschem Personenverkehr. Durch viele und bequem gelegene Stationen wird das Publicum aufgesucht, durch viele und für die kleinen Stationen sehr schnell fahrende Züge wird die Benutzung der Bahn im Localverkehr erleichtert.

Die Bahnhöfe Londons bieten ganz hervorragende

Beispiele von der intelligenten Bauart und der grossen Leistungsfähigkeit englischer Bahnhöfe. Die meisten derselben sind Kopfstationen und liegen theilweise mitten in dem bevölkertsten Theil in der City. Den Abschluss vor Kopf bildet bei vielen derselben ein riesiges Bahnhofshotel. Auf dem Vorhofe des Hotels findet die Auffahrt der Equipagen und Wagen in einer Richtung statt. Auf dem Wege von der Auffahrt bezw. den Eingängen durch die unteren Räume des Hotels befinden sich die Billetschalter nebst dem Gepäckbüreau. Beim Betreten der grossen überdeckten Bahnhofshalle kommt man zu einem, die ganze Breite der Halle einnehmenden grossen Perron, an dem die Gleise, 9 bis 12 an der Zahl, abschliessen, und von welchen aus zungenartige Perrons zwischen die Gleise laufen. Dieser Perrons sind so viele, dass die Hauptzugrichtungen, der locale und grosse Verkehr, die ankommenden und abgehenden Züge bestimmte Gleise und Perrons für sich haben. Die Auffahrt der Droschken u. s. w. zur Aufnahme der ankommenden Passagiere geschieht vielfach durch einen Tunnel mit geneigter Ebene unter den Gleisen her, so dass die in der Halle ankommenden und in derselben unmittelbar neben den Perrons in einer Reihe haltenden Wagen mit den Pferden gegen das abschliessende Gebäude stehen. Wenn beladen, fahren sie gerade fort durch eine für sie bestimmte Ausfahrt des Gebäudes auf den Vorplatz des Hotels und von da auf die Strasse. Das Abgehen des Publicums von den Bahnhöfen geschieht ebenfalls getrennt von den Eingängen durch besondere Ausgänge. (Schluss folgt.)

Die Quellwasserleitung der Stadt Frankfurt a/M.

Von **Fr. Marx.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Siegener Bezirksvereines vom 29. September 1877.)

Das Wasser ist unzweifelhaft eines der wichtigsten Nahrungsmittel, „denn wenn das Leben Stoffwechsel ist, so ist Flüssigkeit des Lebens unerlässliche Bedingung." Alle Verbindungen und Zersetzungen, welche die Thätigkeiten unseres Körpers im Stoffe hervorrufen, sind nicht möglich ohne Wasser. Daher ist denn auch das einfachste Getränk zugleich das nothwendigste von allen, und tritt an alle Städte früher oder später die Aufgabe und deren Lösung heran, das erforderliche Quantum von gutem Trink- und Nutzwasser zu beschaffen. Obgleich die Wasserversorgung der Städte wesentlich von den localen und geognostischen Verhältnissen abhängig ist, so lässt sich im Allgemeinen dieselbe in Beziehung der Wasserentnahme nach zwei Richtungen verfolgen und zwar:

1) In der Zuführung natürlicher Quellen von höher gelegenen Gebirgspartien, wobei darauf zu achten ist, dass die Ursprungsstellen derselben für alle Zeiten von der Nachbarschaft irgendwie differenter Stoffe befreit werden, auch die Aufräumungs- und Fassungsarbeiten selbst jede Garantie einer guten Qualität für alle Zeiten bieten, und die technische Ausführung der Zuleitung vollkommen möglich ist.

2) Die Entnahme des Wassers aus Flüssen und Bächen, die sogenannten Flusswasserwerke, wobei, um das Wasser brauchbar herzustellen, vor der Entnahme eine natürliche oder künstliche Filtration stattfinden muss.

Abgesehen davon, dass die sogenannten Flusswasserwerke zur Hebung der Wasser die Anlage kostspieliger maschineller Kräfte bedingen, so sind andererseits Bäche und Flüsse steten unzähligen, zufälligen und regelmässigen Verunreinigungen unterworfen.

Daraufhin dürfte denn auch für Frankfurt bei dem grossen Wasserreichthum der Quellen im Bieber- und Casselgrunde im Spessart, sowie der Quellen bei Fischborn im Vogelsberg die Lösung der Wasserversorgungsfrage in der Zuführung obiger Quellen mit Recht gefunden worden sein.

Es braucht wol kaum einer Erwähnung, dass vor der Ausführung eines grösseren Wasserwerkes die Qualität des zu entnehmenden Wassers festgestellt sein muss, und so wurde denn bei der Generalversammlung am 25. April 1872 die Beschaffenheit des Wassers der jetzigen Frankfurter Quellwasserleitung dahin constatirt, dass es alle diejenigen Haupteigenschaften habe, welche von einem Wasser vollkommenster Qualität zu verlangen sind. —

Nach dieser kurzen Einleitung gestatte ich mir, in wenigen Umrissen die geographische Lage und geognostischen Verhältnisse des Spessart und Vogelsberg vorzuführen.

Von dem Nordrande des Schwarzwaldes an erhebt sich als waldiges Massengebirge mit abgerundeten Kuppen der Spessart als die Fortsetzung des Odenwaldes aus dem Mainthal und schliesst hier die Reihe der Erhebungen des Schwarz- und Odenwaldes, deren Erhöhungen aus Gneiss und Granit bestehen; der bunte Sandstein umgiebt diese Gebirgskerne zunächst und bildet einzelne isolirte Kuppen auf den Höhen. Mit dem Spessart endigt der bunte Sandstein, und stellt sich nun die westliche Grenze des Rhein-Systems auf eine sehr bestimmte Weise von Friedberg an mit dem Rande des niederländischen Schiefergebirges ein. Der äussere Saum längs des Mains, namentlich im Westen wird der Vorspessart, das innere aus dicht zusammenschliessenden Bergen bestehende Waldgebirge, welches keine breite Bergebene aufweist, als Hochspessart, die plateauartige Absenkung gegen die Kinzig und Kohl hin, als Hinterspessart bezeichnet. Die höchste Kuppe des Spessart ist der Geyersberg von 605^{m} über dem Meere. Kleinere Bäche entspringen demselben, so z. B. die Lohr, Aschaff, Kohl, welche nach Ost, Süd und Südwest zum Main fliessen. Grösser ist die Kinzig,

welche nach südwestlichem Laufe bei Hanau mündet. Im Kinzigthale, beziehentlich im Bieber- und Casselgrunde in der Nähe der Quellen der Frankfurter Quellwasserleitung soll nach den Anführungen in der Festschrift der diesjährigen Hauptversammlung zu Frankfurt sich ein schmales, vielfach zerrissenes Band von Zechstein, Kupferschiefer und Rothliegendem zwischen dem Buntsandstein und den Vorbergen des Spessart, welche aus einer Schichtenfolge von Gneiss und Glimmerschiefer bestehen, hindurch schlingen. Die vielfache Zerklüftung dieser Schichten, sowie der mehrfache Wechsel verschiedenartiger Gesteine auf einem sehr engbegrenzten Gebiete, mit steil ansteigend sich erhebenden Bergen und tief eingeschnittenen Thälern sind nach obiger Festschrift als Hauptursache des ausserordentlichen Wasserreichthums anzusehen, dessen sich der Cassel- und Biebergrund erfreuen.

Zwischen dem Gebiete der Lahn, andererseits zwischen der Kinzig und Fulda erhebt sich der basaltische Vogelsberg, welcher durch das Kinzigthal vom Spessart geschieden wird. Dem Vogelsberg entspringen zahlreiche kleine Bäche, die nach allen Himmelsgegenden strahlenförmig abfliessen, die Nidda mit der Nidder im Osten und die Wetter im Westen zum Main, die Ohm zur Lahn, die Schwalm zur Eder, die Altfell und Lüder zur Fulda. Die Quellen im Vogelsberge, welche die Frankfurter Quellwasserleitung speisen, liegen beim Dorfe Fischborn in einer flachen Mulde eines Hochplateaus, welches auf beträchtlichem Umkreis aus blasigem Basalt besteht, der auf einer schwer durchlässigen Schicht derben Basaltes liegt und so die natürlichen Sammelbecken und Reservoire für die atmosphärischen Niederschläge bildet.

Bevor ich zur Beschreibung der Quellenfassung am Vogelsberge übergehe, möchte ich an den interessanten und geistreichen Vortrag des Hrn. Dr. Volger über Quellenbildung, mit Rücksicht auf die Wasserversorgung der Städte, bei der vorjährigen Hauptversammlung zu Frankfurt aufmerksam machen (s. Novemberheft des vorigen Jahrganges); welcher allseitig mit grosser Aufmerksamkeit verfolgt wurde, der Kürze der Zeit wegen aber nicht zur Discussion gelangte. Hr. Dr. Volger bekämpft die Lehre, dass die Quellen von den Regenniederschlägen kommen; vielmehr entstehen die Quellen nach seiner Forschung aus der alles durchdringenden Atmosphäre. Dieser Theorie kann ich mich vorab nicht anschliessen, stehe derselben vielmehr vom bergtechnischen Standpunkt aus und mit Rücksicht der beim Bergbau gemachten Erfahrungen ganz entschieden fern. Schon Aristoteles sagt ausdrücklich, dass Berge und andere hochgelegene Orte die atmosphärischen Niederschläge anziehen, in Höhlen sammeln und als Quellen abfliessen lassen. Die beim Bergbau gewonnenen Thatsachen, die geognostische Kenntniss von der Beschaffenheit und dem Wechsel der Gebirgsformationen, die Erscheinungen der artesischen Brunnen lassen den Ursprung der Quellen mit Sicherheit und Klarheit erkennen. Die atmosphärischen Niederschläge (die Meteorwasser), das Wasser der Bäche, Flüsse, Seen, Gletscher sind die natürlichen Erzeuger der Quellen. —

Zum Zweck der Anlage eines Wasserwerkes zur Versorgung der Stadt Frankfurt mit gutem Trink- und Nutzwasser bildete sich im Jahre 1870 eine Actiengesellschaft „Frankfurter Quellwasserleitung“, welche den Bau mit der eigentlichen Quellenaufdeckung und den Fassungsarbeiten der Fischborner Quellen am Vogelsberg Mitte März 1872 begann. Die ganze Anlage ist nach dem Project des Hrn. Ingenieur Schmick, welcher auch den Bau unter Mitwirkung des Hrn. Ingenieur Carl Friedrich, jetziger Director der Frankfurter Quellwasserleitung und des Hrn. Bleeken ausführte.

Unter den vielen in der Thaleinsenkung bei Fischborn stattfindenden Quellenaustritten, die es den Bewohnern von Fischborn möglich machen, im eigenen Wohngebiete Quellwasser zur Verfügung zu haben, sind wol die ergiebigsten Quellen in drei Gruppen vereinigt, von denen eine jede in einem gewissen Zusammenhang zur Fassung gelangt ist.

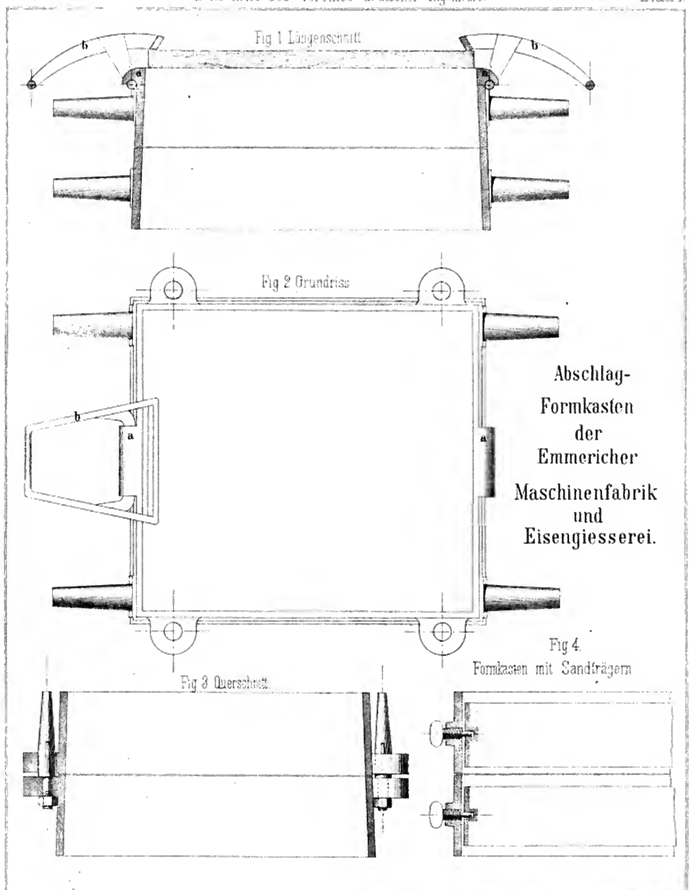
Die erste östliche Gruppe wird gebildet durch die Quellen in der Aue.

Die Quellen dieser Gruppe laufen in einem Ssmmelstolln zusammen, welcher in einer elliptischen wasserdichten Ausmauerung hergestellt und zugleich fahrbar (gangbar) ist. Bei der Besichtigung und Befahrung war dieser Sammelstolln in seiner ganzen Länge beleuchtet, was auf alle Besucher einen jedenfalls unvergesslichen Eindruck hervorrief. Nicht unerwähnt lasse ich, dass über der Sohle des Stollns in der Mitte ein in Cementmauerung ausgeführtes Gerinne, worüber man gleichzeitig ging, hergestellt war, in welchem das Wasser für den Fall einer Untersuchung oder einer Verunreinigung einer jeden einzelnen Quelle abgeführt bezw. von den übrigen ausgeschaltet werden kann. Bei der Aufdeckung und Fassung haben sich im Ganzen 139 kleinere und grössere Quellen ermittelt, welche bis zu ihren Ausgangspunkten im geschlossenen Gestein verfolgt worden sind. Die Felseinschnitte sind alsdann mit umgekehrten Cementrinnen und darauf gesetztem Beton dicht überwölbt, wodurch ein wasserdichter Abschluss hergestellt und das Eindringen der Tagewasser unmöglich ist. Die zur Verwendung gekommenen Betonmaterialien und Cemente sind vorher auf ihr relativ indifferentes Verhalten zum Wasser geprüft worden und zeigten nach ihrer Erhärtung vollkommene Einflusslosigkeit.

Ihre durchschnittliche chemische Zusammensetzung ist wie folgt angegeben:

Kieselsäure	23,85
Thonerde	7,58
Eisenoxyd	4,26
Kalkerde	58,99
Magnesia	1,63
Kali	1,18
Natron	0,42
Kohlensäure	1,40
Wasser	0,53
Schwefelsäure	0,14
	99,98.

(Schluss folgt.)



Abschlag-Formkasten der Emmericher Maschinenfabrik und Eisengiesserei.

Königl. Hof-Lith. v. Hermann Veit Burgstr. 6 Berlin C.

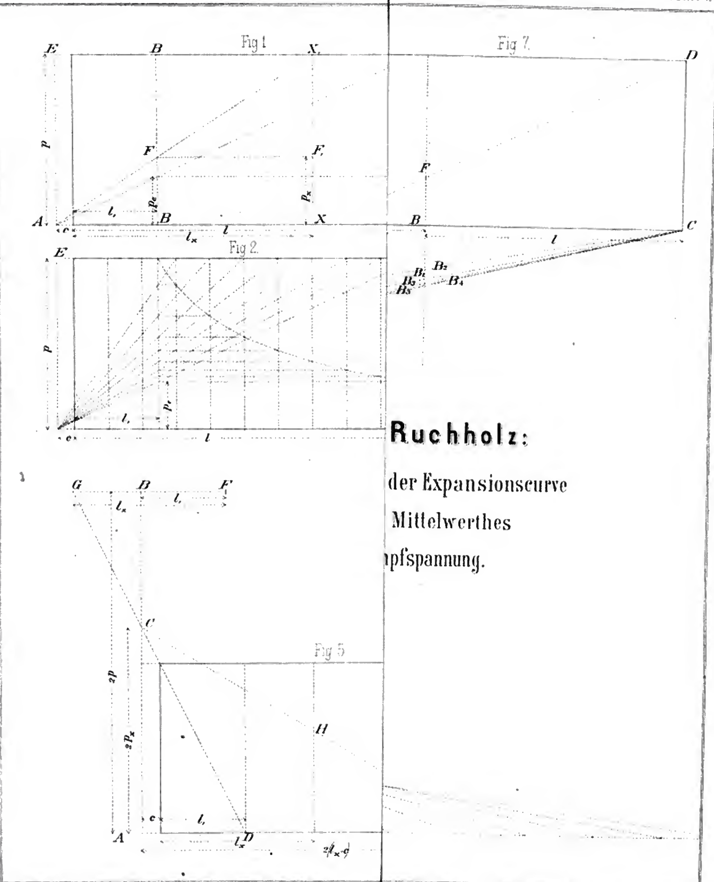


Fig 1
Fig 7.
Fig 2.
Fig 5
Ruchholz:
der Expansionscurve
Mittelwerthes
pfspannung.

Vermischtes.

Abschlag-Formkasten der Emmericher Maschinenfabrik und Eisengiesserei.

(Hierzu Blatt 1.)

Bei der in jüngster Zeit allgemein in Aufnahme gekommenen Formmethode über Formplatten anstatt nach Modellen muss man sich zur Erzielung guter Abgüsse accurat gearbeiteter Kasten bedienen, die zu den verschiedenen Modellplatten genau passen. Um dann gleichzeitig eine grössere Anzahl Formen herzustellen, ist aber eine erhebliche Anzahl dieser theueren Kasten erforderlich, deren gute Instandhaltung viele Arbeit und Kosten verursacht. Man hat desbalb versucht, Abschlagkasten zu verwenden, bei denen die einzelnen Kastentheile aus je zwei Stücken bestehen, die durch Scharnier und Keil zu einem Kastentheil verbunden werden.

Diese Abschlagkasten sind bei Einrichtung einer Giesserei auf Specialitäten, dem unabwendbaren Ziele der Jetztzeit, dringend nöthig, genügen in ihrer jetzigen Gestalt aber den Anforderungen nicht.

Ihre Nachtheile sind:

a) unzureichende Genauigkeit zur Verwendung bei Formplatten, weil die Kastentheile aus zwei nicht innig genug zu verbindenden Stücken bestehen. Selbst ein ursprünglich genau zu den Formplatten passend gearbeiteter Kasten ist darin kaum auf die Dauer zu erhalten.

b) Mangel an Solidität. Da der Kasten bei der erforderlichen Handlichkeit bei weitem nicht die Stabilität eines sonst gleichen geschlossenen Kastens hat, so ist eine äusserste, nur wenig Arbeitern beiwohnende Sorgfalt in der Behandlung erforderlich, und sind trotz dieser Beschädigungen zu befürchten.

c) Hohe Herstellungs- und Unterhaltungskosten.

Der der Emmericher Maschinenfabrik und Eisengiesserei, van Gülpen, Lensing & v. Gimborn, patentirte seit Kurzem in dortiger Giesserei mit grossem Erfolge eingeführte Abschlagkasten steht an Solidität, Einfachheit und Billigkeit den gewöhnlichen Kasten durchaus nicht nach und lässt sich sowol als eintheiliger wie als zwei- und mehrtheiliger Kasten bis zu erheblichen Dimensionen ausführen. Die grossen Kasten werden natürlich zur Handhabung mit dem Krahne eingerichtet. Die Zeichnungen auf Blatt 1 stellen in Figur 1 bis 3 in Querschnitten und Grundriss einen zweitheiligen Abschlagkasten dar. Beide Kastentheile erweitern sich schwach nach unten, und zwar liegen die Wände des einen Theiles in der Verlängerung der Wände des anderen. Der Kasten ist im Uebrigen mit Handgriffen, Führungs- und Abschlussstiften in der gebräuchlichen Form versehen.

Am oberen Rande zweier gegenüber liegenden Seiten des Oberkastens sitzen zwei vorspringende gebogene Nasen a. Ist der Kasten in gewohnter Weise aufgestampft, und will man die Kastentheile vom Sandkern abheben, so wird ein Brett von passender Grösse auf den glatt gestrichenen Sand des Oberkastens gelegt, und die beiden Kastentheile durch die Schlussstifte mit einander verbunden. Zum Abheben bedient man sich der in Fig. 1 und 2 mit b bezeichneten eisernen Hebel, deren mittlere Brücke unter die Nase a fasst; die kurzen Hebelenden stützen sich auf das den Sand bedeckende Brett, halten dadurch den Sandkern nieder, während der conische Kasten leicht, ohne diesen Sandkern zu beschädigen, abzuheben ist.

Werden die Kasten in einer Grösse gebraucht, welche die Anwendung von Sandträgern erforderlich macht, so bohrt man in die verstärkten Seitenwände der Kastentheile Löcher mit Schraubengewinde und hält die Sandträger durch eingedrehte Schrauben mit vorstehenden Stiften bis zur Fertigstellung der Form fest. Vor dem Abheben des Kastens werden die Schrauben zurückgedreht, so dass die Sandträger mit dem Sandkern liegen bleiben. Fig. 4 zeigt einen solchen Kasten mit Sandträgern im Querschnitt.

Die Arbeit, welche das Abheben des Kastens beim Formen erfordert, wird durch die bequemere Auslerrung der Formen nach dem Giessen vollkommen ausgeglichen.

Vortheile der beschriebenen Kasten sind demnach:

a) Sie lassen sich in derselben Genauigkeit wie gewöhnliche Kasten leicht herstellen und erhalten.

b) Sie stehen in Solidität den gewöhnlichen Kasten nicht nach.

c) Sie erfordern zu ihrer Herstellung geringe Kosten.

d) Sie sind bequem in der Handhabung und zur Bedienung durch Arbeiter der gewöhnlicheren Ausbildung besser geeignet wie scharnierende Kasten.

Construction der Expansionscurve und des Mittelwerthes der Dampfspannung.

Von E. Ruchholz.

(Hierzu Blatt 2.)

Für die Aufsuchung der Kräfte, welche den Krummzapfen einer Dampfmaschine in Anspruch nehmen, und zur Vervollständigung von Indicatordiagrammen ist es oft wünschenswerth, mit leichter Mühe die sogenannte Expansionscurve genau zu construiren. Mannigfache Verfahren hierfür finden sich seit einiger Zeit in den technischen Zeitschriften, nirgends jedoch fand ich die im Nachstehenden beschriebenen, welche sich durch ihre Einfachheit und Zuverlässigkeit empfehlen dürften.

Legt man den Betrachtungen das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde und bezeichnet mit

l den ganzen Kolbenweg,
$l_{,}$ den Weg des Kolbens bis zum Abschluss des Dampfes,
c den schädlichen Raum in Theilen des Kolbenweges,
l_x den Weg des Kolbens bis zu einem beliebigen Punkte,
p die Dampfspannung während der Volldruckperiode,
p_x die Spannung, nachdem der Kolben den Weg l_x durchlaufen hat,

so ist

$$(l_{,} + c)\,p = (l_x + c)\,.\,p_x$$

oder

$$(l_{,} + c) : (l_x + c) = p_x : p.$$

Macht man in dem Rechteck $ACDE$, Fig. 1, Blatt 2, die Seite $AC = l + c$, ferner $AE = p$, $AB = l_{,} + c$, $AX = l_x + c$, zieht $BB_{,}$ und $XX_{,}$, sowie $AX_{,}$ und $FF_{,}$, so ist $F_{,}$ ein Punkt der gesuchten Curve.

$$F_{,}X = FB$$
$$FB : XX_{,} = AB : AX$$
$$FB : p = l_{,} + c : l_x + c.$$

Die Diagonale AD schneidet auf $BB_{,}$ die Endspannung $p_e = p\dfrac{l_{,} + c}{l + c}$ ab, wie leicht zu übersehen.

Fig. 2 zeigt ein nach diesem Princip ausgeführtes Diagramm, wobei noch zu bemerken ist, dass man die Theilpunkte auf ED beliebig annehmen kann, was die Construction wesentlich erleichtert für die Fälle, in welchen die Länge desselben gegeben ist.

Legt man für die Expansionscurve des Dampfes die Navier'sche Formel zu Grunde, so hat man unter Beibehaltung derselben Bezeichnungen:

$$p_x = \frac{l_{,} + c}{l_x + c}(n + p) - n,$$

worin $n = 0{,}1161$ Atm. oder $0{,}2922$ Atm. zu setzen ist, je nachdem p kleiner oder grösser als $3{,}5$ Atm. ist.

Macht man in dem Rechteck $ACDE$, Fig. 3, $AE = n + p$, $AC = l + c$, $AB = l_{,} + c$, $AX = l_x + c$, zieht $BB_{,}$ und $XX_{,}$ sowie $AX_{,}$ und $FF_{,}$, so ist wieder $F_{,}$ ein Punkt der gesuchten Curve; denn

$$p + n : FB = (l_x + c) : (l_{,} + c);$$
$$FB = \frac{l_{,} + c}{l_x + c}(p + n)$$
$$FB = n + FB_2$$
$$FB_2 = \frac{l_{,} + c}{l_x + c}(p + n) - n.$$

Fig. 4 giebt das Diagramm nach dieser Formel für dieselben Bedingungen wie das in Fig. 2.

Die Tangentengleichung der Curve nach dem Mariotteschen Gesetz ist:

$$y = 2p_1 - x \cdot \frac{p_1}{l_1 + c}.$$

Für $x = 0$ wird $y = 2p_1$, für $y = 0$ wird $x = 2(l_1 + c)$. Es war $p(l + c) = p_1(l_1 + c)$, woraus folgt:

$$(2p - 2p_1) : 2p_1 = (l_1 - l) : (l + c).$$

Macht man in Fig. 5 $AB = 2p$, $AD_1 = l_1 + c$, $BF = l$, $GF = l_1$, so ist

$$(2p - AC) : AC = (l_1 - l) : (l + c),$$

mithin

$$AC = 2p_1;$$

macht man jetzt $AE = 2(l_1 + c)$, so ist CE Tangente der Curve in dem Punkte H. Die Ausführung dieser Construction zeigt Fig. 6, welche indessen weniger empfehlenswerth erscheint als die zuerst angeführten.

Für den Mittelwerth der Dampfspannung hat man

$$p_m = p \frac{l_1 + c}{l + c}\left(1 + \ln \frac{l + c}{l_1 + c}\right),$$

worin wir der Kürze halber setzen wollen $l + c = a$ und $l_1 + c = b$, so dass ist

$$p_m = p \frac{b}{a}\left(1 + \ln \frac{a}{b}\right).$$

Es ist aber

$$\ln x = 2\left[\frac{x-1}{x+1} + \frac{1}{3}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^3 + \frac{1}{5}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^5 + \ldots\right]$$

oder $\frac{a}{b} = x$

$$p_m = p \frac{b}{a}\left[1 + 2\left(\frac{a-b}{a+b}\right) + \frac{2}{3}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^3 + \frac{2}{5}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^5 + \ldots\right]$$

Es ist aber $p \frac{b}{a}$ gleich der Endspannung p_e, daher

$$p_m = p_e + 2p_e\left(\frac{a-b}{a+b}\right) + \frac{2p_e}{3}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^3 + \frac{2p_e}{5}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^5 + \ldots$$

In dem Rechteck $ACDE$, Fig. 7, mögen wieder die im Vorstehenden gewählten Bezeichnungen gelten, durch Ziehen der Diagonale AD erhalten wir die Endspannung $p_e = BF$.

Macht man $F_1A = AB = l_1 + c = b$, $F_1G = 2FB = 2p_e$, so ist, wenn man noch GC zieht,

$$BB_1 : 2p_e = a - b : a + b$$

$$BB_1 = 2p_e \frac{a-b}{a+b}.$$

Trägt man $\frac{BB_1}{3}$ nach JG, so erhält man durch Ziehen von JB_2C:

$$B_1B_2 = \frac{BB_1}{3} \frac{a-b}{a+b}.$$

Macht man jetzt noch $GH = B_1B_2$, so erhält man hierdurch den Schnittpunkt B_3, und es ist

$$B_1B_3 = \frac{B_1B}{3}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2 = \frac{2p_e}{3}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^3.$$

Man hat jetzt:

$$FB_3 = FB + BB_1 + B_1B_3$$

$$= p_e + \frac{2p_e(a-b)}{a+b} + \frac{2p_e}{3}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^3.$$

In den meisten Fällen dürfte die Construction der Reihe bis zu diesem Punkte genügen. Will man genauer sein, so erhält man leicht noch fernere Glieder, indem man zunächst $HK = \frac{B_1B_3}{5}$ macht, durch Einschneiden B_4 erhält, B_3B_4 nach HL trägt und durch HC

$$B_3B_5 = \frac{2p_e}{5}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^5$$

findet.

Die wirkliche Construction dieses letzten Gliedes dürfte in den meisten Fällen wegen der Kleinheit der Grössen kaum möglich sein, und wird man sich mit einem Schätzen desselben begnügen können, so dass man zur Auffindung des Mittelwerthes nur der drei Linien GC, JC und HC bedarf.

Ueber Drahtseilbahnen.

(Mittheilungen zu der Excursion des Siegener Bezirksvereines vom 29. September 1877.)

Drahtseilbahnen sind bekanntlich schon vor längeren Jahren nicht allein in Amerika und England, sondern auch in Deutschland zur Ausführung gekommen und zwar von den verschiedenartigsten Systemen, welche jedoch ohne Ausnahme unvollkommen functionirten und dabei grosse Reparaturen nothwendig machten, so dass man kein Vertrauen zu solchen Anlagen hatte, trotzdem man denselben im Princip ihre Zweckmässigkeit nicht absprechen konnte. Erst nachdem man zwei Seile. Lauf- und Zugseil, in Anwendung brachte, wurde dieses Transportsystem lebensfähig, und namentlich war es Hr. Adolf Bleichert in Leipzig, welchem das Verdienst gebührt durch vielfache Versuche, gestützt auf langjährige Erfahrungen das System zu seiner heutigen Vollkommenheit und Leistungsfähigkeit gebracht zu haben.

Im hiesigen Industriebezirk wurde die erste Seilbahn vor zwei Jahren von Hrn. Krupp durch Hrn. Bleichert in der Nähe von Horhausen angelegt, worüber die Vereinszeitschrift im Septemberheft des vorigen Jahrganges ausführliche Nachrichten brachte. Nach Besichtigung dieser Anlage sowie der nicht weniger interessanten bei der Gasanstalt zu Hannover (No. 6, Jahrg. 1877 d. W.) entschloss die Direction der Gesellschaft „Heinrichshütte" in Hamm a. d. Sieg mit Rücksicht auf noch neuere Verbesserungen des Systems sich zur Anlage der Seilbahn von Hohegrethe nach Heinrichshütte, da wegen der grossen Massen der Transport per Fuhre schwierig und kostspielig war, und eine schmalspurige Bahn mit Locomotivbetrieb wegen der ungünstigen Terrainverhältnisse so bedeutende Anlagekosten verursacht haben würde, dass es zweifelhaft war, ob in pecuniärer Beziehung ein Vortheil gegen den Transport mit Fuhre würde erreicht worden sein.

Die Anlage bot weiter keine Schwierigkeit als den hohen Thalübergang bei der Heinrichshütte, welche jedoch in Wirklichkeit durch einfache und solide Construction der Unterstützungen, allerdings mit höherem Kostenaufwand überwunden wurde.

Die Seilbahn ist in gerader Richtung von dem Sturzplatz des gerösteten Eisensteins auf der Grube bis zur Hütte, wo die Bahn 10m über dem Gichtplatz mündet, angelegt. Die speciellen Verhältnisse finden sich in Nachstehendem zusammengestellt.

Totale Länge 1555m.
Anzahl der Unterstützungen 74.
Höhe derselben bis zu 36m.
Entfernung derselben von 20 bis zu 35m.
Stärkste Neigung 1 : 11.
Durchmesser des Laufseils für die beladenen Wagen 28mm.
" " " " " leeren " 25mm.

Die äussere Lage des ersteren ist Gussstahldraht, während letzteres ganz aus Holzkohleneisen angefertigt ist. Gewicht der Laufseile 11 324k. Dieselben sind aus Längen von 200m zusammengesetzt und mittelst Stahlmuffen gekuppelt.

Durchmesser des aus Holzkohleneisen bestehenden Zugseils 15mm.
Gewicht desselben 2291k.
Entfernung der Kuppelungsmuffen von einander 58m.
Gewöhnliche Fahrgeschwindigkeit 1m,3 pro Secunde.
Transportquantum 3600 Ctr. in 10 Stunden.
Jährlich zu transportirendes Quantum 470000 bis 500000 Ctr.

Die Bodenfläche ist auf 4m Breite ein für alle Mal entschädigt mit 9 bis 13,50 ℳ pro Quadratruthe.

Inhalt eines Fördergefässes 235k.

Anlagekosten.

Erdarbeiten und diverse Löhne für Maurerarbeiten u. s. w. sowie Materialien	ℳ 12 000
Sonstige Baumaterialien	„ 3 000
Holz	„ 10 000
Löhne für Zimmerarbeit, Aufstellen u. s. w.	„ 2 100
Laufseile	„ 12 000
Zugseil	„ 2 100
64 Förderwagen	„ 7 168
Locomobile	„ 4 600
Für sonstige Eisentheile	„ 9 000
Grundentschädigung	„ 2 100
Montage	„ 1 200
Honorar für Pläne, Bauleitung u. s. w.	„ 2 100
	ℳ 67 368

Rentabilitätsberechnung.

Tägliche Förderung 3600 Ctr.
Anlagecapital 68000 ℳ.
Transportquantum pro Jahr 500000 Ctr.

Auf 100 Ctr. berechnet:

68000 ℳ zu 15 pCt. (5 pCt. Zinsen, 10 pCt. Amortisation	ℳ 2,04
6 Arbeiter à 2,30 ℳ = 13,80 ℳ pro 3600 Ctr. pro 10 Stunden	„ 0,38
Zum Reparatur- und Erneuerungsfond	„ 0,30
3 Scheffel Steinkohlen pro Tag	„ 0,06
Schmieröl, Packung, Putzmaterial u. s. w.	„ 0,05
	ℳ 2,83

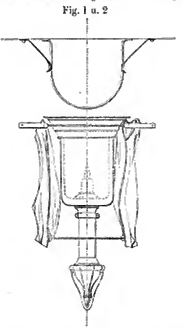
gegen 6 ℳ, welche früher bei gut chaussirter Strasse und geringer Steigung bei einer Beladung von 70 bis 80 Ctr. der zweispännigen Fuhre bezahlt wurden.

Vorrichtung an den Glocken für Kerzenbeleuchtung in Eisenbahnwagen.

Von J. Melcher in Breslau.

Die Beleuchtung der Eisenbahn-Personenwagen geschieht entweder durch Gas, durch Brennöl oder durch Kerzen. Bei den beiden ersten Beleuchtungsarten ist die Glasglocke in die Decke so eingelassen, dass sie nur wenig in das Coupé hineinragt, bei der Kerzenbeleuchtung ist aber die ganze Glocke

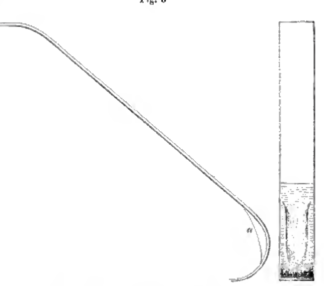
Fig. 1 u. 2



in einer Länge von etwa 195mm im Coupé. Bei Oel und Gas ist es daher auch leicht, die Gardine so anzubringen, dass, wenn man das Licht geniessen will, sie festgehalten wird, und ist mir keine Bahn bekannt, auf welcher dies nicht geschehe. Anders ist es mit den Gardinen, die um die Glasglocke mit Kerze angebracht sind. An der Bahn, an welcher ich mich befinde, bestehen sie aus zwei Theilen, die oben und unten mittelst Ringen in Drähten geführt sind. Bei dieser Art von Aufhängung tritt nun der Uebelstand ein, dass die Gardinen eine Benutzung des Lichtes nicht gestatten, indem der Thybet oder Krepp so widerspenstig ist und sich stets wieder aus einander begiebt, so oft man das Zeug auch an die Scheide- bezw. Stirnwand drückt. Will man sich aber noch nicht dem Schlafe hingeben, will man die Zeitung lesen oder sich anders wie beschäftigen, wozu unbedingt Licht nöthig ist, so ist man gezwungen, eine der Gardinen mit der Hand zurückzuhalten. Auf die Dauer ist dies aber sehr langweilig, und so habe ich, wie die nebenstehenden Holzschnitte Fig. 1 und 2 zeigen, Federn angebracht, welche oben die Gardinen im zurückgeschobenen Zustande festhalten, welche aber auch andererseits gestatten, die Gardinen vor die Glocke zu bringen.

Die Feder besteht aus 1mm starkem Stahlblech, ist 10mm breit und nach Holzschnitt Fig. 3 gebogen. Damit sie in dem Drahte sich gehörig führt, ist die Feder bei *a* mit einer 5mm breiten Ausbauchung versehen, in welche sich der Draht hineinlegt.

Fig. 3



Pro Lampe kostet die Einrichtung 30 Pf.

Billiger lässt sich jedenfalls eine ähnliche Einrichtung nicht herstellen; dieselbe hat bis jetzt nach etwa 1 Jahre sich vollkommen bewährt, gar keine Reparaturen verursacht und dem Zwecke vollkommen entsprochen.

Technische Literatur.

Mechanik.

Vorträge über Baumechanik, gehalten an der k. k. deutschen technischen Hochschule in Prag von Karl v. Ott, Director der II. deutschen Staats-Realschule u. s. w. I. Theil. Zweite umgearbeitete Auflage. 1 Tafel u. 91 Holzschnitte. 143 S. Prag, 1877. H. Dominicus. —

In früheren Besprechungen der ersten Auflage dieses Buches hatten wir Gelegenheit, auf den übersichtlichen, kurzen und dabei doch verständlichen Vortrag der darin behandelten Lehren anerkennend hinzuweisen. Die gleichen Vorzüge weist die vorliegende neue Auflage auf, welche insofern eine Vervollständigung der früheren ist, als sie die graphische Methode neben der analytischen in noch grösserer Ausdehnung zur Anwendung bringt. Gerade für die in dem ersten Theile behandelten Sätze über Stützmauern und Gewölbe scheint

uns das graphische Verfahren recht an seinem Platze zu sein, und können wir daher diese neue Auflage gleichfalls bestens empfehlen, zumal auch auf die äussere Ausstattung die gehörige Sorgfalt verwendet wurde. R. Z.

Mathematik.

Handbuch der niederen Geodäsie von Friedrich Hartner, Ritter des k. österr. Franz Joseph-Ordens u. s. w. Fünfte vermehrte Aufl. Bearbeitet von Josef Wastler, o. ö. Professor der Geodäsie an der k. k. techn. Hochschule in Graz. Mit 397 Holzschnitten und 2 Tafeln. 710 S. (Preis 16 ℳ). Wien, 1876. L. W. Seidel & Sohn. —

Das durch mehrere Auflagen hauptsächlich in Oesterreich verbreitete Hartner'sche Handbuch hat sich durch die vorliegende 5. Auflage ein erweitertes Absatzgebiet erworben, indem die Einführung des Metermasses in Oesterreich Veranlassung gegeben hat, die praktischen Rechnungsbeispiele aus dem Klaftermass in Metermass umzurechnen. Der erste Verfasser des Handbuches setzte selbst die Kenntniss der höheren Mathematik voraus, nicht blos darum, weil dadurch so manche Untersuchung möglich oder wenigstens einfacher (?) würde, sondern weil dieses Buch zunächst als Vorlesebuch für technische Lehranstalten berechnet sei, an welchen der Geometer die höchste Ausbildung in seinem Fache erlangen solle, diese aber ohne höhere Mathematik „kaum“ erreichbar sei. Wir finden nun diese Auffassung wissenschaftlich und praktisch nicht correct, indem die „niedere“ Geodäsie des „Feldmessers“ absolut nichts von der sphärischen Trigonometrie und Differentialrechnung bedarf, diese Gegenstände vielmehr unbedingt in die höhere Geodäsie für „Geometer“ gehören. Von demselben Standpunkte müssen wir die Ausgleichung der vermeidlichen bezw. sogenannter unvermeidlichen Fehler nach der Methode der kleinsten Quadrate aus der niederen Geodäsie des Feldmessers hinaus verweisen, wozu die Gründe implicite im § 54 schon gleichzeitig enthalten sind. Wenn der Feldmesser die elementaren Arbeiten gründlich und richtig bewirkt, so ist seine Aufgabe vollkommen erfüllt. Das viele Halbwissen macht seine Arbeiten eher schlechter als besser.

Wenn wir nun noch vorweg bemerken wollen, dass der Umstand, dass das österreichische Parzellar-Kataster ausschliesslich durch Messtischaufnahmen hergestellt wird, und sogar die neueren Eisenbahn-Aufnahmen ebenfalls noch meistens mit dem Messtisch bewirkt werden (wie Referent selbst beobachtet), so haben wir damit auch zugleich im Allgemeinen den Standpunkt des vorliegenden Handbuches charakterisirt.

Im Speciellen ist als neu gegen die letzte Auflage zu bezeichnen: der Steinheil'sche Heliotrop; Ausführliches über die Genauigkeit der Längenmessungen; die Messräder; der anallatische Distanzmesser von Porro; die Untersuchung über die Excentricität des Höhenkreises, wobei Verfasser treffend hervorhebt, dass desfallsige Fehler nur mittelst zweier Nonien entfernt werden können; der Theodolit von Breithaupt; die Untersuchung des Fehlers im Höhenwinkel wegen Schiefstehens der Rotationsaxe; das Abstecken langer gerader Linien; desgl. von Kreisbögen; die durch die neue Instruction des österr. Katasters bedingten Aenderungen und Neuerungen in der Triangulirung; die Untersuchung über die Genauigkeit der Längen- und Horizontalwinkel-Messungen; das Gewicht einer $n$fachen Repetition; die Untersuchung über die Aneroide von Goldschmid; das Universal-Nivellir-Instrument von Ertel; die ausführliche Behandlung des Detailnivellement und der Querprofile; das Präcisions-Nivellement; endlich die im Anhange behandelte Tachymetrie.

Aus dem Inhalt dieses „Neuen“ sollte man umgekehrt die Unvollständigkeit der früheren Auflage schliessen; aber die Vollständigkeit der jetzigen Auflage folgt daraus noch keineswegs. Wenn unsere Handbücher der niederen Geodäsie, da sie den meisten praktischen Feldmessern der Jetztzeit als theoretisches Mittel zur Ausbildung gedient haben, weil eine anderweitige Gelegenheit fehlte, bisher vollkommener gewesen wären, so würde sich aus der Mitte der Feldmesser selbst nicht das Bedürfniss nach Vollkommenerem an die Oeffentlichkeit drängen. Gerade dieser Umstand und das öffentliche Interesse des grundbesitzenden Publicums, welches die Folgen der mangelhaften, unzuverlässigen Arbeiten Jener tragen muss, während der steigende Werth des Bodens diese Folgen immerfort noch verschlimmert, veranlasst uns vom praktischen Gesichtspunkte einige Abschnitte etwas näher zu betrachten.

Als die wichtigsten Abschnitte in der Kunst des Feldmessers treten uns diejenigen entgegen, welche die Aufnahme einzelner Begrenzungen, Grundstücke und eines grösseren Complexes von Grundstücken betreffen. § 41, „Einleitende Bemerkungen“, vermissen wir zunächst, dass der Kunstjünger darauf aufmerksam gemacht wird, dass eine feste Vermarkung aller das Grundeigenthum in privatrechtlicher Beziehung begrenzenden Linien unbedingt nöthig ist, wenn man eine zuverlässige Vermessung machen will, d. h. also auch eine solche, von der man durch eine Prüfung die Richtigkeit beweisen kann. Wenn dies nicht vorher geschehen ist, und es finden sich nicht diese festen mit der ersten Aufnahme vollkommen identischen Punkte vor, an welche der Revisor, sei es früher oder später, anbinden kann, so sagt er, „die Vermessung hängt in der Luft.“ Wenn die Figuren nicht congruent sind in natura, so können auch die Resultate der Vermessung nicht congruent sein. Von einer Revision kann also im exacten Sinne niemals die Rede sein. Die Definition des Begriffes „Festlegen“ entbehrt der kurzen, verständlichen, sagen wir mathematischen Ausdrucksweise. Der Verfasser sagt viel zu viel und wird dadurch dem Anfänger unverständlich. Die „Festlegung“ reducirt sich überhaupt auf den Punkt. Ist der Punkt blos durch sogenannten Schnitt festgelegt, so ist er für uns im praktisch geometrischen Sinne überhaupt gar nicht festgelegt. Der Revisor sagt alsdann wieder, „der Punkt schwebt in der Luft.“ Das „Auspflocken“, von dem der Verfasser spricht, scheint lediglich von der Aufnahmemethode mit dem Messtisch bedingt zu sein! § 42 wählt der Verfasser zur Festlegung einer Reihenfolge von Punkten, einen oder mehrere selbst aber nicht festliegende Punkte. Vor lauter Festlegungsdefinitionen übersieht und weiss nachher der Feldmesser gar nicht, was denn eigentlich „fest“ ist. Was der Verfasser unter 240) Standlinien-Methode nennt, hat er bereits unter 235) die Polar-Methode bezeichnet. Die Aufnahme mittelst Transversallinien innerhalb eines Polygons eines grösseren Grundstücks-Complexes, etwa einer Flur (Ried), behandelt der Verfasser ziemlich oberflächlich, und statt einer Signaturentafel, welche das rein äusserliche Darstellen behandelt, wäre ein grösseres Handrissblatt einer Flur mit allen Operationslinien und Messungszahlen geboten gewesen. An solchen Beispielen erkennt und versteht der Anfänger weit besser als in weitläufigen Redensarten, wie die Messungslinien zu legen und einzubinden sind, damit das Ganze in das mittelst Coordinaten aufgetragene Polygon eingetragen, kartirt werden kann. Was das „Prüfen einer Aufnahme § 46“ betrifft, so frappirt es uns in der That, warum der Verfasser nicht sagt, dass eine jede Aufnahme, also nicht blos Messtischaufnahmen, mittelst Revisionslinie geprüft werden kann, welche von einem festen Punkte bezw. aus einer festen im Plane vorhandenen Linie zu einem anderen festen Punkte u. s. w. transversal durch den Complex gezogen bezw. gemessen wird, und hierbei alle Masse der Grenzdurchschneidungen notirt, auch die wichtigeren nahe liegenden festen Punkte, entweder in der geschnittenen Grenze bis zum Schnittpunkt, oder aber mittelst Perpendikel von der Revisionslinie aus gemessen und nachher kartirt werden. Selbst Waldcomplexe lassen in den meisten Fällen irgendwo eine Transversale messen.

Weshalb der Verfasser in „§ 51 Die Aufnahme von Städten“ die Aufnahme des Details in den Hofräumen durch Kettenmessungen empfiehlt, nachdem von ihm u. A. durch Zahlen bewiesen ist, dass der Werth derselben weit hinter denen der Latten und sogar der Stahlbänder zurückbleibt, während er selbst kurz vorher den höheren Werth der Flächeneinheit in Städten und die höheren Anforderungen auf Genauigkeit der Aufnahme betont, verschweigt er uns. Dagegen verdient das Verfahren, die Kartenblätter von Stadtaufnahmen vorher auf Glastafeln aufzuspannen, die Beachtung aller Feldmesser. Wie aber 313) „Einfluss der Krümmung

der Erde auf grössere Aufnahmen" in einem Handbuche der niederen Geodäsie berechtigten Platz fand, vermögen wir uns nicht zu erklären.

Die Berechnung und Theilung aufgenommener Flächen und Aenderung ihrer Begrenzung hat der Verfasser sehr vollständig bearbeitet. Wir können indessen der apodiktisch ohne Begründung ausgesprochenen Behauptung, dass die Verwandlung der Figuren behufs Flächenberechnung der Methode der Zerlegung in Dreiecke an Genauigkeit nachstehe, nicht beipflichten, räumen derselben vielmehr einen hervorragenden Platz bei der Berechnung ein. Sache eines wissenschaftlichen Handbuches der niederen Geodäsie wäre es jedenfalls, den Werth der Genauigkeit mindestens zu untersuchen und festzustellen.

Die zweite Abtheilung des Handbuches enthält die Höhenmesskunst. Letztere ist entsprechend ihrer Bedeutung für die heutige Industrie recht vielseitig vom Verfasser dargestellt worden. Nach voraufgegangener Definition und Hervorhebung des charakteristischen Unterschiedes des Höhenmessens und Nivellirens bespricht Verfasser das geometrische, trigonometrische und physikalische Höhenmessen. Dass Nivelliren ebenfalls ein Höhenmessen ist, hat noch keine wissenschaftliche oder praktische Autorität bestritten, und wir würden es von einem wissenschaftlichen Handbuche wol beanspruchen können, der noch herrschenden Systemlosigkeit dadurch ein Ende zu machen, dass das Nivelliren auch unter „Geometrisches Höhenmessen" eingereiht wird. Aber ein geometrisches, ein trigonometrisches und schliesslich noch barometrisches Nivelliren und nebenbei noch extra allerhand besondere Methoden einzuführen, widerspricht der gegebenen Definition. Das unter 474) „Das trigonometrische Nivelliren" beschriebene Verfahren, abgesehen davon, dass es besser unter § 72 „Das trigonometrische Höhenmessen" aufgeführt worden wäre, können wir keinem praktischen Feldmesser empfehlen, weil es an ausgesuchter Weitläufigkeit leidet. Nach der Einleitung versprachen wir uns viel über das sogenannte Präcisions-Nivellement, fanden uns aber getäuscht, indem wir nach dem „höheren" wissenschaftlichen Standpunkte des Handbuches eine Ausgleichung eines Nivellementszuges nach der Methode der kleinsten Quadrate erwartet hätten.

Statt der früher im Anhang gegebenen Markscheidekunst ist die Tachymetrie, eine glückliche Combination bekannter Aufnahmsprincipien, in kurzen Zügen erklärt. Der denkende Feldmesser wird das Fehlende selbst ergänzen.

Der Preis ist im Verhältniss zu anderen Handbüchern zu hoch, wenn auch die Ausstattung alle Anerkennung verdient.

Nichts hält uns indessen ab, das Hartner'sche Handbuch bestens zu empfehlen, so lange die bezügliche Literatur überhaupt Besseres nicht aufzuweisen hat. M.-K.

Stultitia et mala fides oder die Weisheit und Biederkeit der Aneroïd-Gelehrten in Süd- und Mitteldeutschland. Eine Epistel an die Besitzer des Werkes: „Die Aneroïde von Naudet und von Goldschmid etc." vom Verfasser desselben Joseph Höltschl. 96 S. Wien, 1877. R. v. Waldheim. —

Der Verfasser wendet sich in dieser geistreichen Epistel gegen die Recensionen verschiedener Professoren und liefert dadurch zugleich eine Kritik der neueren Literatur über Aneroïde. Höltschl's Verdienst um die Literatur der Aneroïde ist durch jene nicht wenig offenbar gemacht worden. Und wenn wir je einer Kritik um der Wahrheit willen Verbreitung wünschen müssen, so in diesem Falle. Mit Spannung wird Jeder die mit Citaten aus Schopenhauer gewürzte Epistel lesen und sein Urtheil über Aneroïde vervollständigen. M.-K.

Hilfstafeln für barometrische Höhenmessungen, berechnet und herausgegeben von Ludwig Neumeyer, Premierlieutenant u. s. w. 194 S. München, 1877. R. Oldenbourg. —

Die Höhentabelle I ist für die mittleren Barometerstände 779,5 bis 600,5 in Intervallen von 1 mm berechnet, und die Höhentabelle II enthält die Argumente der Correctionen der aus I entnommenen Nullhöhen von 10 bis 250 in Höhenintervallen von 10 zu 10 zu den Temperatur-Summen von 0,5 bis 70° in Intervallen von 0,5° C.

Die Benutzung der Tafel ist durch ein Beispiel erläutert. Die technische Anordnung der Zahlenreihen mit entsprechenden Zwischenräumen als Ruhepunkten für das Auge erleichtert das sichere Ermitteln der Argumente, wie auch der Druck und die Ausstattung des Werkes der Verlagshandlung alle Ehre machen. M.-K.

Feuerungen und Dampfkessel.

Die Berechnung der Leistungsfähigkeit von Dampfkesselanlagen, ihrer Feuerungen und Schornsteine nebst Beurtheilung des relativen Werthes der üblichsten Constructionssysteme. (Separatabdruck aus dem „Praktischen Maschinen-Constructeur".) Mit 20 Holzschnitten. Leipzig, 1877. Baumgärtner. —

Der nicht genannte Verfasser theilt den oben angegebenen Inhalt seines 185 Octavseiten enthaltenden Buches in folgende Abschnitte: A. Heizwerth der Brennstoffe. B. Berechnung der Heizflächen. C. Wärmeabgabe durch Strahlung. D. Wärmeverlust durch den Schornstein. E. Durch die Kesseleinmauerung bezw. Umhüllungen. F. Die Zugwiderstände. G. Berechnung des Schornsteins aus denselben. H. Beschaffenheit des Speisewassers. J. Sicherheit und Bequemlichkeit des Dampfkesselbetriebes. K. Der für die Kesselanlage bedingte Raum. L. Die Kosten derselben. M. Reparaturkosten.

Unter B. wird der Berechnung der Heizfläche die bekannte Formel zu Grunde gelegt, an deren Herleitung in Bd. XXI, S. 149 d. Z., der Nachweis mangelhafter Uebereinstimmung mit den an Dampfkesseln erzielten Resultaten anschliesst. Kann sonach diesem Abschnitt nur ein bedingter Werth beigemessen werden, so zollen wir umsomehr unsere Anerkennung der sachgerechten und fleissiges Studium bekundenden Behandlung der übrigen Abtheilungen. Diese unsere günstige Meinung vermag selbst ein Fehler, wie der auf S. 118 gemachte nicht zu erschüttern. Dort wird nämlich als eine der erörterten Explosionsursachen die kurze Zeit berechnet, in welcher die Spannung eines ganz abgesperrten in voller Heizung stehenden Kessels von 5 auf 17 Atm. steigt, bei $4^{cbm},8$ Dampfraum und 3666^c minutlicher Wärmezufuhr. Indem nun der Verfasser alle dem Wasser zugeführte Wärme auf Dampfbildung verrechnet, und auf die Temperaturerhöhung des Kesselwassers von 152,2 auf 203,6° C. nicht Rücksicht nimmt, erhält er für die gesuchte Zeit nur 5 bis 6 Minuten. Rechnet man aber den Wasserraum auf etwa das Anderthalbfache des Dampfraumes, oder im Mittel den Wasserinhalt zu 7000^k, so nimmt das Wasser $7000\,(203,6 - 152,2) = 359800^c$ auf, während der Dampfwärmeinhalt von $2,35 \,.\, 4,8 \,.\, 652,4 = 8611^c$ auf $8,77 \,.\, 4,8 \,.\, 668,1 = 29\,451^c$ wächst, und somit einen Aufwand von 20840^c verursacht; d. i. nur 5,8 pCt. der vom Wasser aufgenommenen Wärme. Die gesammte Zufuhr erfordert demnach eine Zeit von $\frac{359800 + 20840}{3666} = 104$ Minuten, und nicht blos 6 Minuten.

Im Uebrigen sei das Werk allen bei der Anlage und dem Betriebe von Dampfkesseln betheiligten Ingenieuren und Besitzern als Handbuch und Rathgeber bestens empfohlen. R. W.

Katechismus des Betriebes stationärer Dampfkessel und Dampfmaschinen oder Erörterung der bei der gesetzlichen Prüfung vorkommenden Fragen für Heizer und Maschinenwärter, sowie zur Belehrung für Arbeiter von Dampfmaschinenfabriken und Besitzer stationärer Dampfmaschinen. Von Georg Kosak, Besitzer des k. k. goldenen Verdienstkreuzes mit der Krone u. s. w. Mit zahlreichen in den Text gedruckten Holzschnitten und 3 Tafeln. Dritte vermehrte Auflage. (Preis 1 fl. = 2 M.) Wien. Lehmann & Wenzel. —

Der Herr Verfasser macht, durch mehrjährige Erfahrungen geleitet, den Inhalt dieses kleinen Buches (7 Druckbogen in Taschenformat) in der Form eines Heizer- und Maschinenwärterexamens seinem Leserkreise mundrecht. Die Darstellung ist aber nicht, wie man erwarten sollte, eine ideale, sie macht vielmehr durch die häufigen ungenügenden

Antworten den Eindruck einer wirklichen mittelmässigen Prüfung.

So z. B. heisst es zum Schluss der Antwort auf Frage 14 der I. Abtheilung: „Was versteht man unter Feuer- und Wasserlinie des Kessels?"

„Man füllt zur grösseren Sicherheit gesetzlich den Kessel noch 10^{cm} über die Feuerlinie mit Wasser und heisst dann die höchste Grenzlinie des Wasserraumes: Wasserlinie des Kessels."

Jene Grenzlinie als höchste zu bezeichnen steht im Widerspruch mit der im „Anhang" abgedruckten österreichischen Verordnung § 3 d), wonach (wie im Deutschen Reich) der tiefste Wasserstand bei stationären Kesseln mindestens 10^{cm} über der Feuerlinie sein muss.

Um eine Explosion des Kessels zu verhindern (Frage 44, Absatz 11), und als eine der wichtigsten Pflichten des Heizers wird verlangt (Frage 45, 4), „dass derselbe während des Betriebes des Kessels sich unter keiner Bedingung aus dem Kesselhaus entfernt." Von den besonderen Einrichtungen, welche das Kesselhaus für eine so strenge Clausur haben müsste, ganz abgesehen, würde der Heizer eine ausserhalb des Kesselhauses stehende Dampfmaschine nicht bedienen können.

II. Abtheilung auf Frage 5 befürchtet der Prüfling „eine Störung der regelmässigen Wirkung des Dampfes" bei einer stärkeren als der zweifachen Expansion desselben.

Die Frage 34: „Wie ist der Dampfcylinder und die innere Steuerung eingerichtet?" wird dahin beantwortet: ... „Der Dampfcylinder wird stets 13^{mm} länger gemacht als der Kolbenlauf, damit der Dampf, wenn der Kolben seinen Lauf vollendet hat, auf die entgegengesetzte Kolbenfläche wirken kann." ... Auf S. 66 wurden für denselben Zweck 6^{mm} für genügend erachtet. Sogar 1^{mm} Spielraum zwischen Kolben und Deckel würde jenem vermeintlichen Zweck vollständig entsprechen.

Laut Antwort auf Frage 38 wird der Kugelregulator durch ein auf seiner Achse sitzendes Schraubenrad, welches in eine auf der Hauptwelle eingeschnittene Schraube ohne Ende eingreift, getrieben. Nach dem beistehenden Holzschnitt hat dieses Schraubenrad 38 Zähne zu einer Schraube von etwa 13" Steigung passend. Die Umdrehungszahl pro Minute des Regulators auf 50 und die Schraube dreigängig angenommen würde die Dampfmaschine $\frac{38}{3} \cdot 50 = 633$ Umdrehungen machen müssen.

Auf S. 96 wird die Leistung einer Dampfmaschine dadurch gefunden, „dass man das am Hebelende (des Prony-schen Zaumes) angehängte Gesammtgewicht mit der Länge dieses Hebels multiplicirt. Dabei ist das Eigengewicht des Hebels in das Gesammtgewicht einzurechnen. Zum Messen der mittleren Geschwindigkeit der Welle während des Versuches dient ein Zählapparat von Schäffer & Budenberg (Magdeburg)."

Bezüglich der Frage 51: „Wie reparirt man eine Dampfmaschine?" heisst es ad 2: „Da derselbe (der Dampfcylinder) aus Gusseisen besteht, so wird er durch Abnutzung öfter porös und rauh. Die Poren sind dann durch Blei- oder Gusseisenstöpsel gut zu schliessen." ...

Nach der vorstehenden kleinen Auslese wird man eine besondere Empfehlung desselben nicht erwarten. Dass es jedoch auch seine guten Seiten haben muss, mögen unsere Leser daraus folgern, dass schon zwei Auflagen „rasch" vergriffen worden sind. R. W.

Chemische Technologie.

Zeitschrift für das chemische Grossgewerbe. Kurzer Bericht über die Fortschritte der chemischen Grossindustrie. Unter Mitwirkung von ansehnlichen Technologen herausgegeben von Jul. Post. Jahrgang I, 373 S. Jahrgang II, Heft 1. 176 S. Berlin, 1877. Rud. Oppenheim. —

Von dieser Zeitschrift liegt uns der erste Jahrgang in einem 373 Seiten starken Hefte, und vom zweiten Jahrgange (1877) das erste Heft vor. Sie stellt sich, wie der Titel besagt, den Jahresberichten zur Seite. Wenn aber, wie der Herausgeber sagt, „jene angesehenen Jahresberichte, die wie der bewährte Wagner'sche gleichsam ein Archiv aller der Abhandlungen bieten, welche die Technik nur irgend berühren, aber ihres Umfanges und ihres urkundlichen Charakters wegen keine rasche und beqaeme Uebersicht gewähren, und weil sie nur einmal im Jahre erscheinen, nicht im Stande sind, die neuesten Fortschritte so rasch und frisch zu bringen, wie es dem Leser erwünscht sein muss, vor allem aber auch die beste Sammlung der literarischen Erscheinungen nie mehr als ein lückenhaftes Bild von der Technik, wie sie wirklich ist, zu liefern vermag", so will der Herausgeber „den Versuch machen, ein Centralorgan herauszugeben, in welchem zunächst sämmtliche Mittheilungen aus der Literatur des In- und Auslandes in gedrängter Kürze übersichtlich gruppirt sind. Besonderen Werth sollen diese periodischen Zusammenstellungen aber erst dadurch empfangen, dass sie durch Mittheilungen, welche unmittelbar von hervorragenden Praktikern und Kennern der Industrie eingezogen sind, durchflochten und kritisch ergänzt werden und so ein lebendiges Bild von dem Fortschreiten des chemischen Grossgewerbes als solches darstellen." Die Zeitschrift für das chemische Grossgewerbe will hiernach gewissermassen eine Fortsetzung des von A. W. Hofmann gelegentlich der Wiener Ausstellung von 1873 herausgegebenen „Berichtes über die Entwickelung der chemischen Industrie während des letzten Jahrzehntes" bilden, und nach dem, was uns jetzt schon vorliegt, dürfen wir die Erwartung hegen, dass sie die hiermit ausgesprochene Aufgabe erfüllen wird, zugleich aber auch, dass sie in dem einem Punkte jenem Berichte nicht gleichen wird, dass sich in ihm zwischen die gediegensten und durch Mittheilungen eigener Erfahrungen werthvollsten Abhandlungen an einzelnen Stellen Oberflächlichkeit und Dürftigkeit eingeschoben haben.

Eine grosse Anzahl von Namen guten Klanges finden wir als Mitarbeiter aufgeführt und demgemäss die mit bündiger Kürze gegebenen Berichte aus der Tagesliteratur mit Originalbemerkungen von auf dem betreffenden Felde erfahrenen Fachmännern begleitet. Diese zur Aeusserung ihrer Ansichten und zur Mittheilung ihrer Erfahrungen bewogen zu haben, ist ein Verdienst, das dem Herausgeber nicht hoch genug angerechnet werden kann und welches seiner Zeitschrift einen Werth verleiht, dessen sich wol keine andere ähnliche rühmen dürfte. —

Den Schluss des ersten Jahrganges bilden als „Rückblicke" drei Abhandlungen, von denen die erste: „Rückblick auf die Fortschritte der chemischen Grossindustrie im Jahre 1876" von Jul. Post, das Ergebniss des vorangegangenen Berichtes über die Einzelleistungen bildet, während die zweite: „Einfluss der wirthschaftlichen Verhältnisse auf die Fortschritte der Industrie im Jahre 1876" von Dr. Jos. Landgraf sich nicht auf die chemische Industrie allein beschränkt, sondern „einen Rückblick auf die volkswirthschaftliche Geschichte des Jahres 1876" bringt. Ein „Rückblick auf die Fortschritte der Gewerbe-Gesundheitslehre u. dergl." berichtet endlich zuerst unter der Bezeichnung „Allgemeines" über die wichtigsten Veröffentlichungen, welche das Verderben der Luft durch Industriegase u. dgl. besprechen und über den Bericht der Fabrikeninspectoren über das Jahr 1875 sowie über die Gesetze zum Schutze der Kinderarbeit und bringt zuletzt eine wenig günstige Kritik des Handbuches der Gewerbe-Hygiene von Dr. Hrm. Eulenberg.

Die beiden Rückblicke von Jul. Post und von Jos. Landgraf werden, als Separatabdrücke zu einer kleinen Broschüre (Preis 0,75 ℳ) vereinigt, vom Verleger ausgegeben, und machen wir besonders hierauf Alle aufmerksam, welche, ohne sich in Detailstudien einzulassen, vom heutigen Stande der Industrie sich in Kenntniss zu erhalten wünschen.

Ueber die Lösung fremder Körper durch Glas und die spätere Ausscheidung derselben hat Ebell in Braunschweig in Dingler's „Polytechn. Journ." eine Reihe von Untersuchungen veröffentlicht, deren Resultate sich in nachstehenden Sätzen zusammenfassen lassen.

Die Verbindungen der Kieselerde mit den Erden, Alkalien u. s. w. sind im feurigen Flusse kräftige Auflösungsmittel für Metalle als solche, für Metalloxyde und Salze.

Die im feurigen Fluss aufgelösten Stoffe nehmen beim Erkalten je nach den dabei obwaltenden Bedingungen verschiedene Zustände an. Ist die Erkaltung rasch, so erstarrt die Lösung als solche; es entsteht eine homogene amorphe Masse; ist die Erstarrung langsam, so scheiden sich die gelösten Körper aus, entweder amorph (Kupfer in Hämatinon) oder in Krystallen (Kupfer in Aventurin, Thonerde, Magnesia, Chromoxyd, Zinnoxyd u. s. w.).

Das gemeine, hüttenmässig erzeugte Glas (Hohl-, Tafel-, Spiegelglas u. s. w.) ist eine im feurigen Fluss hervorgebrachte Lösung von Metalloxyden und Salzen in geschmolzenen Silicaten, als Lösung erstarrt. Ebenso die mit Gold, Silber und Kupfer gefärbten durchsichtigen Gläser. Die undurchsichtigen Erzeugnisse der Glasmacherkunst dagegen, wie Hämatinon, Kupfer- und Chromaventurin, Milchglas u. A., sind Geschmelze, bei denen im Erstarren Ausscheidungen stattgefunden.

Die Ansicht, dass Metalle als solche von schmelzendem Glasfluss aufgenommen werden, findet in der Thatsache eine besondere Stütze, dass Metalle wie Gold im feurigen Fluss nur regulinisch gedacht werden können. Nicht minder stehen der Ansicht, dass auch Metalloxyde im feurig flüssigen Glasfluss gelöst (nicht chemisch gebunden) vorhanden sein können, bedeutsame Thatsachen zur Seite. Dahin gehört die ungeheure Menge, in der sie aufgenommen werden, und zwar im Widerspruch zu einfachen stöchiometrischen Verhältnissen (z. B. $54\,SiO_2 + R_2O_3 + 5\,RO$). Ferner die Thatsache, dass die Ausscheidungen der dem Glase einverleibten Metalloxyde wesentlich von der Art der Abkühlung abhängen, ganz wie bei Lösungen sonst, namentlich aber von der Dauer der Langsamkeit der Abkühlung. Endlich gehört die Thatsache hierher, dass die Quantität an Metalloxyden, welche daran reiche Gläser nach der durch Erkalten stattgehabten Ausscheidung noch unausgeschieden enthalten, gewöhnlich kleiner ist als der Gehalt an Metalloxyd armer Gläser, die unter keinen Umständen Ausscheidungen liefern.

Dass Salze der Schwefelsäure (Natriumsulfat), der Phosphorsäure (Beinasche) als solche von schmelzenden Silicaten aufgenommen werden, ist ausser allem Zweifel. Sie können nicht wohl anders als einfach gelöst im Glase enthalten sein, wenn man nicht Verbindungen von Natriumphosphaten mit Kieselerde, von Sulfaten mit Kieselerde u. s. w. annehmen will.

Von Kieselerde, in grösserem Betrage dem schmelzenden Glase zugesetzt, ist es mindestens höchst wahrscheinlich, dass sie nur theilweise chemisch gebunden, der Rest aber einfach gelöst wird. Die Form der Ausscheidungen weist darauf hin; ebenso die dem geschmolzenen Quarz so nahekommende Beschaffenheit des Glases. Aehnliches gilt vom Kalk.

Von den Alkalien ist gewiss, dass sie, wenn ihr Betrag eine gewisse Höhe erreicht, nicht in einerlei Zustande im Glase enthalten sein können; nur ein gewisser Ueberschuss ist disponibel für die Färbung des Glases durch Schwefel. Es dürfte auch hier der Schluss nicht allzu kühn sein, dass dann ein Theil des Alkali nur gelöst im Glase enthalten und mit demselben erstarrt ist. Kalium- oder Natriumoxyd in glasiger Lösung fest geworden, kann sich wol — wie Jedermann zugeben wird — nicht ebenso verhalten wie blos geschmolzenes Hydrat. R. Z.

Bauwesen.

Bauconstructionslehre für Ingenieure. Als Leitfaden zu seinen Vorträgen bearbeitet von W. Frauenholz, Prof. der Ingenieurwissenschaften an der königl. polytechn. Schule in München. Erster Band: Steinconstructionen. 324 S. Zweiter Band: Holzconstructionen. 294 S. 4. München, 1875 und 1876. Th. Ackermann. —

Der Verfasser veröffentlicht unter genanntem Titel, und zwar auf dem Wege autographischer Vervielfältigung, seine am Polytechnikum in München gehaltenen Vorträge. Das ganze Werk ist auf vier Theile berechnet, deren erster bereits Bd. XX, S. 478 d. Z. einer kurzen Besprechung unterzogen wurde. Für den dritten und vierten Theil steht die Behandlung der Eisen- und Fundationsconstructionen in Aussicht.

Jeder der erschienenen Theile zerfällt in vier Abschnitte, von denen die ersten die allgemeinen Constructionsregeln beider Zweige dieses Theiles der Ingenieurwissenschaft vorführen, während beiderseits der letzte Abschnitt mit besonderer Ausführlichkeit den statischen Berechnungen unter Voraussetzung der allgemeinen Festigkeitslehre gewidmet ist.

Die Arbeit ist nach beiden Richtungen eine gleich vorzügliche. Der Verfasser behandelt den reichen Stoff in seinem ganzen Umfange mit der Klarheit des gebildeten Theoretikers, sowie mit der Sicherheit des erfahrenen Praktikers. Die allgemein bekannten und in ähnlicher Literatur oft mit überflüssiger Weitläufigkeit immer wieder aufs Neue vorgeführten einfachen Bauconstructionen und Verfahrungsweisen sind mit wohlthuender Kürze und dennoch hinreichender Deutlichkeit gegeben. Die Behandlung der statischen Berechnungen ist dem Zuhörerkreise einer höheren polytechnischen Schule angemessen. In diesen Berechnungen ist eine besondere Nomenclatur aufgestellt, die allerdings, wie bereits bei Besprechung des ersten Bandes erwähnt, im Anfang einen befremdenden Eindruck macht. Da die Bezeichnungsweisen vielfach von dem sonstigen Usus abweichen, und das Schema ziemlich complicirt ist, so bezweifeln wir die allgemeine Annahme der gewählten Ausdrucksformen, wie sehr auch durchgehende Gleichartigkeit bei dem reichen Formelwesen zu wünschen wäre. Im Uebrigen wird der Verfasser durch seine Veröffentlichungen, die in Bezug auf die Ausstattung wegen der Vervielfältigung auf autographischem Wege allerdings nur eine milde Kritik aushalten, nicht allein den Dank seiner Zuhörer, sondern auch die Anerkennung weiterer Kreise ernten. Dm.

Die Verwendung des Eisens beim Hochbau. Von W. Jeep, Ingenieur u. s. w. Mit über 800 Holzschnitten und 14 lithographirten Tafeln. Zweite bis sechste Lieferung. S. 113 bis 628. Leipzig, 1876. B. G. Teubner. —

Bereits bei Besprechung der 1. Lieferung mussten wir die uns nicht zur Sache gehörige Darstellung des Hohofenprocesses bemängeln, dasselbe gilt von dem zu Anfang der zweiten Lieferung gebrachten Herdfrischen, Puddeln und dem Bessemerprocess. Dagegen können wir von dem folgenden Capitel nur Rühmliches sagen: es behandelt, abgesehen von der zuweilen etwas weitschweifigen Darstellung, die der Verfasser wol gewählt hat, um sich allgemein verständlich zu machen, in eingehender Weise die Verbindung der Eisentheile durch Niete, Schrauben, Keile u. s. w., die Verzapfungen, Kreuzungen und Verlängerungen von Stangen.

In den folgenden Abschnitten, die von der Construction der Träger, Balken, Säulen und Dächer handeln, hätten wir die Theorie der Fachwerkconstruction lieber nach der Ritter-schen Methode dargestellt gesehen, die auch für weniger mathematisch Gebildete fasslich, dabei aber viel übersichtlicher ist als die vom Verfasser gewählte. Ueberhaupt ist diesem der theoretische Theil seiner Arbeit weniger gelungen als der die Anwendungen und Ausführungen enthaltende. Hier finden wir sehr verständig ausgewählte Beispiele und eine durch saubere Holzschnitte unterstützte eingehende Darstellung der ganzen Construction und der Details. Hierzu rechnen auch die letzten Abschnitte des Buches, eiserne Fenster, Thore, Einfriedigungen, Treppen, Balkons, Veranden u. A. mehr. R. Z.

Stadt-Erweiterungen in technischer, baupolizeilicher und wissenschaftlicher Beziehung. Von R. Baumeister, Prof. der Ingenieurwissenschaft am Polytechnicum zu Carlsruhe. 492 S. Berlin, 1876. Ernst & Korn. —

So viel wir wissen, ist dies das erstemal, dass die für Erweiterungspläne von Städten ins Auge zu fassenden Gesichtspunkte in übersichtlich geordneter Weise zusammengestellt und beleuchtet sind; um so mehr ist anzuerkennen, dass dies hier mit so eisernem Fleiss in der Zusammentragung des weit verstreuten Materials, in einer so vollständig umfassenden Weise und dabei so logisch geordneter Darstellung in Ausführung gebracht wird. Es würde zu weit führen, die Ansichten des Verfassers hier in eingehender Weise einer Kritik zu unterwerfen; mancher seiner Vorschläge wird sich in der praktischen Durchführung mit nicht geringen Schwierigkeiten verknüpft zeigen, mancher wegen zu grosser Ansprüche an den Seckel der Steuerzahler vorerst noch gar nicht zur Ausführung kommen. Nichts desto weniger ist bereitwilligst anzuerkennen,

dass der Verfasser für Verhältnisse, die bis jetzt noch gar nicht systematisch untersucht und daher in der abweichendsten Weise in den einzelnen Staaten behandelt werden, allgemein giltige und aus allgemeinen Gesichtspunkten kritisch abgeleitete Vorschläge gemacht und auf diese Weise sein Thema zu einem vorläufig erschöpfenden Abschluss gebracht hat.

Der ganze behandelte Stoff ist in vier grössere Abschnitte gesondert, deren erster die allgemeinen Gesichtspunkte aufstellt, die Verhältnisse, welche auf die Zunahme der Bevölkerung einwirken, die Wohnungsfrage, die Arten und die Vertheilung des städtischen Verkehrs, die Aufgaben der Gemeinde bei der Stadterweiterung und die allgemeine Aufstellung des Erweiterungsplanes. Im zweiten Abschnitt, welcher die technischen Grundzüge enthält, wird die Anlage der Strassen mit ihren Verkehrsmitteln, die Regelung der Wasserläufe, die Herstellung von Plätzen und Baumanlagen, endlich die Reinigung und Entwässerung der Städte behandelt. Es folgte im dritten Abschnitt die Untersuchung über die zu erlassenden baupolizeilichen Vorschriften, namentlich in Bezug auf Bauflucht, Feuersicherheit, Gesundheit und die Verhältnisse der Nachbarn. Die hierher gehörenden Bestimmungen über Höhe und Abstand einzelner Gebäude hat der Verfasser in höchst origineller Weise in mathematische Formeln gebracht. Der letzte Abschnitt berührt die wirthschaftlichen Fragen: das Recht der Enteignung und Zusammenlegung von Grundstücken, die Grundsätze für die Verpflichtung der Interessenten zu den allgemeinen Kosten und die Regeln für den Vollzug der Stadterweiterung.

Wegen seines höchst anziehenden, vielseitigen Inhaltes, nicht minder wegen der allgemein verständlichen Darstellung können wir das Werk allen betheiligten Kreisen nur angelegentlichst empfehlen. E. H.

Hüttenwesen.

The Journal of the Iron and Steel Institute. 1877. No. 1. 302 S. u. X mit 10 Blatt Skizzen. London. Spon. —

Dieses vor Kurzem ausgegebene Heft der Publicationen des englischen Eisen- und Stahlvereines berichtet über das Frühjahrsmeeting der Gesellschaft, welches im März dieses Jahres in London abgehalten worden ist, und dessen Hauptverhandlungen durch die technischen Wochenblätter Englands bereits bekannt wurden.

Ausser der sehr bemerkenswerthen Eröffnungsrede des Präsidenden Dr. Siemens und geschäftlichen Mittheilungen sind vorzugsweise folgende gehaltene oder eingesandte Vorträge zu bemerken:

Gautier, über dichte Stahlgüsse; Webb, über das Nieten in weichem Stahl; Riley, über die Bestimmung von Mangan im Spiegeleisen und von Mangan und Eisen in Eisenerzen; Derselbe über das Chromroheisen der Tasman Iron Co.; Bell, über die Abscheidung von Kohle, Kiesel, Schwefel und Phosphor im Fein- und Puddelofen, sowie im Bessemerconverter; Murray Aynsley, über Corrosion von Eisen und Stahl; Kirk, über das Puddeln in gewöhnlichen und rotirenden Oefen; Howson, über das Schweissen; Simon, über Chaudron's Methode des Schachtabteufens durch wasserführende Schichten und die dabei erzielten Resultate; Weyers, über den Vergleich hölzerner und eiserner Eisenbahnschwellen.

Der übliche Bericht über die Fortschritte der Eisen- und Stahlindustrie in dem Auslande ist von dem neuerwählten Schriftführer J. Deby in Brüssel erstattet worden, der seit Anfang d. J. des verewigten David Forbes Stelle einnimmt. An diesem Bericht ist auszusetzen, dass er an einigen Stellen vollkommene Auszüge literarischer Arbeiten giebt, während die Literatur anderer Länder auf das Oberflächlichste abgemacht wird. Es ist zu hoffen, dass die durch Forbes' Krankheit und Tod abgebrochenen vielseitigen Beziehungen bald wieder angeknüpft und für die späteren Berichte ein vollständiges Material liefern werden.

Nicht allein den Verlust Forbes' hat der Verein zu beklagen, auch seinen Geschäftsführer Ino Jones verlor er am 6. Juni d. J. Jones war einer der Gründer des Vereines und mit dem britischen Eisengeschäft auch in anderen Beziehungen noch eng verbunden, da er zwei Handelsvereinen im Norden von England als Secretär zur Seite stand.

Jeder der die Districte von Middlesbrough und Newcastle besuchte und Jones' Vermittelung in Anspruch nahm, hatte sich einer guten Aufnahme in fast allen Eisenwerken des Bezirkes zu erfreuen. E. F. D.

Landwirthschaftliche Maschinen.

Jahresbericht über die Fortschritte im landwirthschaftlichen Maschinenwesen. Dritter Jahrgang. Verfasst von Dr. Albert Wüst, Professor an der Universität in Halle und technischem Mitgliede der Prüfungsstation für landwirthschaftliche Maschinen und Geräthe. Mit 142 Abbildungen und Bezugsquellen-Verzeichniss landwirthschaftlicher Maschinen und Geräthe. Berlin, 1877. Wiegand, Hempel & Parey. —

Da die beiden ersten Jahrgänge des vorstehenden Berichtes bereits Erwähnung an dieser Stelle fanden, und der Verfasser derselbe geblieben ist, so genügt es zur Charakterisirung des Werkes auszusprechen, dass der dritte Jahresbericht die beiden vorangegangenen in der rühmlichst bekannten Weise fortsetzt. Neues wird namentlich auch aus den Gegenständen der Ausstellung in Philadelphia geschöpft. Es sind besonders hervorzuheben einige neue Luft-, Gas- und Windmotoren, ein Sack'scher Pflug mit Wasserschmierung am Streichbrett, amerikanische Säemaschinen, Mähemaschine mit Dampfbetrieb, Garbenbinder an Mähemaschinen, Kartoffelheber, rotirende Pferdebürste, Kurbelkraftmesser von Wüst u. A. m. E. G.

Technisches Zeichnen.

Moderne Titelschriften für Techniker und technische Schulen mit Reisszeugconstructionen und Text, von J. Steidinger, Bezirkslehrer. (Preis 2,50 *M*). Zürich, Orell Füssli & Co., Commission. —

Auf 10 Folioblättern wird eine Reihe Antiqua-Schriften zum Beschreiben von Zeichnungen dargestellt, von denen einige einen recht guten Eindruck machen, andere, wenigstens in der dargestellten Grösse, unsern Beifall nicht finden können. Zwei Blätter geben dann Anleitung über die Ausführung der mitgetheilten Schriften mittelst Zirkel und Reissschiene, während ein kurzer Text auf dem Umschlag Notizen über Einzelheiten der Ausführung bringt. R. Z.

Verschiedenes.

Deutschlands industrielle Krisis in der Gegenwart und die Mittel zu deren Abhilfe, dargestellt im Interesse und unter specieller Berücksichtigung der Lage der deutschen Kohlen- und Eisenindustrie von Leo Strippelmann, Berg- und Hütten-Ingenieur u. s. w. 43 S., Lex. 8. Leipzig, 1877. G. Knapp. —

Der Verfasser geht in seiner Darstellung näher auf die Nachtheile ein, welche der deutschen Industrie, namentlich der Eisenindustrie zu einer Zeit, wo sie noch an den Folgen der Gründerepoche krankt, aus der Aufhebung jeglichen Zollschutzes erwachsen müssen. An der Hand der Thatsachen wird nachgewiesen, dass die Eisenindustrie allein durch Wiedereinführung eines mässigen Schutzes zu der früheren Blüthe gelangen könne.

Die Broschüre sei ihrer eingehenden lebhaften Darstellung wegen allen Collegen zur Anschaffung empfohlen, zumal der Reinertrag ihres Vertriebes arbeitslosen Berg- und Hüttenleuten gewidmet sein soll. R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 2. Februarheft.

Abhandlungen.

Woolf'sche Dampfmaschine mit einem Cylinder und drei Kolben.

Patent **M. Westphal.**

(Hierzu Tafel IV.)

Das Bestreben der mit dem Bau von Dampfmaschinen sich beschäftigenden Fachleute, den Dampfverbrauch der ersteren möglichst herabzuziehen, findet ohne Frage seine beste Lösung in der Trennung der Dampfarbeit in zwei Perioden, die sich auf zwei auf einander folgende Kolbenschübe vertheilen, d. h. in der Anwendung des Woolf'schen Principes der Dampfwirkung.

Namentlich bei Anwendung hohen Dampfdruckes und hoher Expansion ist die Expansion in einem Raume nicht rationell, sie führt zu grossen Stärken und Gewichten der den Kolbendruck aufnehmenden und aller bewegten Theile, sowie zu Unregelmässigkeit in der Bewegung. So ist z. B. für 7 Atm. Ueberdruck und 0,06 Gesammtfüllung bei demselben mittleren Druck der Maximaldruck bei der Expansion in einem Raume 2,4 mal so gross wie bei der Expansion nach Woolf'schem Princip; bei 0,1 Gesammtfüllung noch 1,86 mal so gross. Der Gleichförmigkeitsgrad stellt sich dabei bei der Woolf'schen Maschine mit gleich gerichteter Kolbenbewegung $1\frac{1}{4}$, mit entgegengesetzt gerichteter $1\frac{3}{4}$ mal so hoch als bei der Expansionsmaschine mit derselben Schwungradmasse.

So bequem sich das Woolf'sche Princip für Balanciermaschinen verwenden lässt, auf ebenso grosse Constructionsschwierigkeiten stösst man bei dem Bau von liegenden Maschinen bei Anwendung zweier Cylinder, die sich namentlich dadurch noch erhöhen, dass man den letzteren Maschinen wegen der stabileren Bauart eine grössere Kolbengeschwindigkeit ertheilen kann und auch ertheilt. Mag man die beiden Cylinder hinter, neben oder auch, wie neuerdings geschehen, über einander oder in einander legen, die Kolbenbewegungen gleich- oder entgegengesetzt gerichtet anordnen, stets kämpft man entweder mit langen Dampfcanälen, durch welche bei grosser Kolbengeschwindigkeit die Vortheile der Woolf'schen Maschine illusorisch werden, oder mit Unzugänglichkeit der Steuertheile, oder damit, dass das Condensationswasser nicht vom abgehenden Dampfe entfernt wird, und kann schliesslich den Betrieb der Luftpumpe mit langsamer Kolbengeschwindigkeit, an die man wegen Vermeidung von Druckverlusten im Condensator gebunden ist, nur auf Umwegen erreichen.

Alle diese Nachtheile vermeidet die auf Tafel IV dargestellte Maschine, bei welcher nur ein Dampfcylinder zur Anwendung kommt, in dem sich drei Kolben bewegen. Die Fig. 1 bis 4 zeigen die Maschine als Betriebsmaschine für irgend welche industrielle Zwecke für die Fälle passend, wo der Betrieb vom Schwungrade entweder vermittelst Riemen oder Zahnrad erfolgt, während Fig. 5 die Anwendung derselben für den Pumpenbetrieb, sei es zum Zweck der Wasserversorgung, oder der Wasserhaltung für Bergwerke, oder zum Betriebe einer hydraulischen Anlage darstellt. —

Die Wirkungsweise des Dampfes ist in Fig. 1 leicht zu verfolgen. Die beiden Endkolben a und b sind vermittelst der beiden Traversen c und d, der Kolbenstange e und der kurzen, hohlen Kolbenstange f, sowie der Verbindungsstangen g und h fest mit einander verbunden und übertragen ihre Bewegung vermittelst der beiden seitlichen Pleuelstangen i und k auf die kleine Kurbel l, l der Schwungradwelle. Die Kolbenstange m des Mittelkolbens n geht durch die hohle Kolbenstange nach dem Kreuzkopf o und wird durch die Stopfbuchse p gedichtet. Der Mittelkolben n überträgt vermittelst der Pleuelstange q seine Bewegung auf die grosse Kurbel r der Schwungradwelle, hat demnach, da beide Kurbeln diametral gegenüberliegen, stets die entgegengesetzte Bewegungsrichtung als die Endkolben a und b.

Der Dampf tritt aus dem Schieberkasten s, nachdem er den Expansionsschieber t und den Vertheilungsschieber u passirt hat, zwischen den rechten Cylinderdeckel und den Kolben a, admittirt bis zum Abschluss des durch den Regulator gestellten Expansionsschiebers,

und expandirt dann bis zum Hubende. Hierauf tritt derselbe zwischen die, alsdann im Zustande grösster Annäherung befindlichen Kolben a und n, expandirt während des folgenden Hubes bis zu dem auf der Abbildung zwischen a und n sichtbaren Endvolumen und entweicht alsdann nach dem Condensator v. Ganz dieselbe Dampfwirkung findet auf der anderen Cylinderseite statt. Wie man sieht, überträgt stets ein Endkolben und der Mittelkolben den Dampfdruck, der dritte Kolben befindet sich stets ausser Thätigkeit. Die vier Räume, welche zwischen den Cylinderdeckeln und den Kolben a und b, sowie zwischen den Kolben a, n und b sich bilden, entsprechen den vier Räumen einer zweicylindrigen Woolf'schen Maschine und zwar entsprechen die ersteren den beiden Räumen des kleinen Cylinders und die letzteren denen des grossen.

Die Luftpumpe w und die Speisepumpe x werden in sehr einfacher Weise von der Verbindungsstange h betrieben und bilden zugleich eine zweite Führung für die Traverse d, die wie der Kreuzkopf o ihre Hauptführung in dem Führungsstück y erhält. Das Einspritzwasser wird durch die Luftleere im Condensator angesogen und durch den vom Stande des Maschinenwärters aus stellbaren Einspritzschieber dem Condensator zugeführt. Liegt der Wasserspiegel des disponiblen Wassers über 5^m unter der Maschinensohle, so wird eine besondere Kaltwasserpumpe, die vermittelst Kurbel von der Schwungradwelle betrieben wird, in der erforderlichen Tiefe unter der Maschinensohle aufgestellt.

Die beiden Expansionsschieber t, t_1, sowie die Grundschieber u, u_1 werden durch die Excentriks z und a_1, die zugehörigen Excentrikstangen, die Winkelhebel b_1, c_1, d_1 und e_1 und die betreffenden Schieberstangen bewegt. Der Regulator wird durch einen Riemen, der die Riemenscheiben f_1 und g_1 mit einander verbindet, betrieben. Derselbe wirkt auf die Expansion in der Weise, dass er vermittelst des auf der Zeichnung leicht erkennbaren Stellzeuges die durch den Schieberkasten gehende Welle h_1 dreht und mit den darauf sitzenden Daumen i_1 nebst den Gleitstangen k_1 die Expansionsschieber hebt oder senkt und dadurch, in Verbindung mit den schräg angeordneten Dampfeingangsschlitzen beider Schieber, den früheren oder späteren Schluss bewirkt. Der Zeiger l_1 lässt dabei den augenblicklich stattfindenden Expansionsgrad erkennen. Es kann die Füllung bei dieser Einrichtung vom vollständigen Abschluss bis 0,7 variiren. Der Umstand, dass während der Dampfadmissions-Periode die beiden Schieber t und t_1 vollständig entlastet sind, und dass ferner ein Regulator von grosser Energie angewendet ist, hat zur Folge, dass die Regulirung eine sehr exacte ist.

Bei der Maschine für Pumpenbetrieb ist, wie Fig. 5 zeigt, die Bauart an der Schwungradwellenseite verändert. Bei Anwendung gezahnter Schwungräder lässt sich diese Form auch für Betriebsmaschinen statt der oben beschriebenen verwenden. —

Aus der oben beschriebenen Dampfwirkung geht hervor, dass das Endvolumen des Dampfes gleich ist dem Raume, der vom Cylinderquerschnitt und der Summe der von einem Endkolben und dem Mittelkolben bei einer halben Umdrehung durchlaufenen Wege gebildet wird; es besteht demnach die nutzbare, d. h. die für die Kraftwirkung massgebende Kolbengeschwindigkeit aus der Summe der Kolbengeschwindigkeiten des Mittel- und eines Endkolbens. Es werden die Luft- und Speisepumpe sowie eventu. noch andere von der hinteren Traverse betriebene Pumpen von der kleinen Kurbel, also mit der kleinen Kolbengeschwindigkeit der Endkolben betrieben, während die nutzbare überhaupt von keinem Kolben durchlaufen wird. So beträgt bei der auf Tafel IV dargestellten Maschine die Kolbengeschwindigkeit der Pumpen $\frac{2}{7}$ der nutzbaren.

Eine fernere Eigenthümlichkeit dieser Maschine ist die vollständige Abbalancirung der hin- und hergehenden Massen, da die grosse bewegte Masse mit der kleinen Kurbel und umgekehrt die kleine Masse mit der grossen Kurbel verbunden ist, und beide in richtigem Masse mit einander correspondiren. Erwägt man ferner, dass neben den erwähnten Eigenschaften die Kraftwirkungen in der Maschine direct, also ohne Mitwirkung des Fundamentes übertragen werden und für die Pleuelstangenlager wegen Anwendung von drei Stangen sich von selbst eine grosse Gesammtlagerbreite ergiebt, so ist einleuchtend, dass dieses Maschinensystem sich gut für einen schnellen Gang und hohen Druck eignet, sich also einer kleinen Maschine bei ruhigem und sicherem Gange eine grosse Kraftleistung ertheilen und der Anschaffungspreis der erforderlichen Maschinenkraft dadurch reduciren lässt.

Die Dampfcanäle, namentlich die, welche für den nach dem Condensator austretenden Dampf dienen, sind kurz und lassen sich daher, ohne dass diese schädlichen Räume gross werden, weit genug halten, um bei grosser Kolbengeschwindigkeit keinen abnormen schädlichen Gegendruck zu erhalten. Die anderen Canäle sind entsprechend der langsamen Geschwindigkeiten der Endkolben enger und vom Schieberkastendampf geheizt, geben daher ebenfalls keine grossen schädlichen Räume und geringe Verluste beim Dampfübertritt, wie die unten folgenden Indicatordiagramme zeigen. Der Umstand, dass die Canäle von unten in den Cylinder eintreten, sichert eine gute Entfernung des Condensationswassers und sonstiger Unreinigkeiten mit dem abgehenden Dampfe. Es ist die Zugänglichkeit zu allen Theilen der Maschine, auch die Kolben, die sich leicht herausnehmen lassen, nicht ausgenommen, ebenso leicht wie bei jeder liegenden Expansionsmaschine.

Die letztere Maschine als Pumpwerksmaschine mit direct an der verlängerten Kolbenstange betriebener Pumpe hat die Beschränkung, dass die Dampfkolbengeschwindigkeit ebenso gross wird wie die Geschwindigkeit des Pumpenkolbens. Da die letztere wegen zu grossen Verschleisses der Liderungen und der damit verbundenen öfteren Stillstände, besonders des Verschleisses der Kolbenringe bei doppeltwirkenden Pumpen mit hohem Wasserdruck, nicht so gross gewählt werden

kann wie die des Dampfkolbens, so resultirt daraus ein grosser Dampfcylinderquerschnitt mit grossem Kolbendruck, also schweren Uebertragungstheilen und ein grosses Schwungrad selbst bei mässigem Expansionsgrad. Viel günstiger gestaltet sich dies bei der in Fig. 5 dargestellten Woolf'schen Maschine, bei welcher die nutzbare Dampfkolbengeschwindigkeit das Doppelte bis Vierfache der Pumpenkolbengeschwindigkeit betragen kann, und bei der die Dampfwirkung eine gleichmässigere ist. Namentlich bei hohem Wasserdruck und kleiner Wassermenge, bei welchen Verhältnissen die Ventilconstruction einer grossen Umgangszahl entsprechend gewählt werden kann, die bei der Expansionsmaschine einen kurzen Dampfcylinder mit procentisch grossen schädlichen Räumen bedingte, tritt der Vortheil der Woolf'schen Maschine am deutlichsten hervor: sie wird kleiner, hat bei weitem geringeren Kolbendruck und braucht ein wesentlich kleineres Schwungradgewicht als die Expansionsmaschine.

In vielen Fällen ist es eine unerlässliche Bedingung für eine Maschine, dass sie keine todten Punkte hat. Dies ist, um ein Beispiel herauszugreifen, der Fall, wenn dieselbe zum Betriebe der Pumpen für eine hydraulische Anlage (Krähne, Aufzüge, Winden) dient und die Einrichtung so getroffen ist, dass bei nahezu gefülltem Accumulator die Maschine automatisch, durch Schliessen einer Dampfabsperrung, eine schleichend langsame Bewegung annehmen und in gleicher Weise selbstthätig beim Herabgehen des Accumulatorplungers wieder in die normale Umgangszahl kommen soll. Man bedient sich gegenwärtig in solchen Fällen zweier, zu einer Zwillingsmaschine gekuppelter Expansionsmaschinen.*)

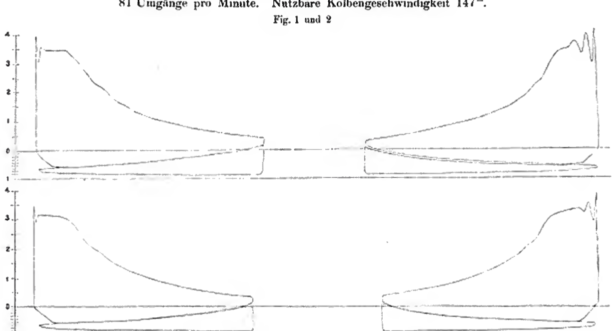
*) U. A. die Fabrik von W. G. Armstrong & Co. in Newcastle on Tyne, welche hydraulische Anlagen als Specialität baut.

Setzt man bei der vorliegenden Maschine die beiden Kurbeln nicht diametral gegenüber, sondern unter einem Winkel von etwa 120° mit entsprechender Umdrehungsrichtung und entsprechender Aenderung an den Schiebern, so fallen die todten Punkte weg, und die Umdrehungsgeschwindigkeit kann eine ganz langsame werden. Eine besondere Verwendung hat diese Combination für Wasserhaltungsmaschinen, denen man, wenn sie Schwungradmaschinen sind, mit Recht den Vorwurf macht, dass sie nicht ausreichende Variationen in der Umdrehungszahl zulassen und bei denen es besonders erwünscht ist, in der Minimalgeschwindigkeit keiner Beschränkung unterworfen zu sein. Ein Aehnliches ist der Fall bei allen Pumpenanlagen, bei denen das Wasserreservoir klein und die Wasserentnahme unregelmässig ist. —

Die in den beistehenden Holzschnitten Fig. 1 bis 6 gezeichneten Indicatordiagramme sind von einer, in der Maschinenfabrik von C. Hoppe in Berlin im Betriebe befindlichen Maschine (wie sie Taf. IV, Fig. 1 bis 4 zeigt) von 40^{cm} Cylinderdurchmesser, 26^{cm} Hub der End- und 65^{cm} Hub des Mittelkolbens genommen. Diese Maschine macht 81 Umdrehungen pro Minute, ihre nutzbare Kolbengeschwindigkeit beträgt $2 . 81 (0{,}65 + 0{,}26) = 147^{m}{,}4$ pro Minute und die Kolbengeschwindigkeit der Pumpen $2 . 81 . 0{,}26 = 42^{m}{,}1$ pro Minute. Sie ist für 7 Atm. Ueberdruck gebaut, konnte jedoch nur mit den Dämpfen von $3\frac{3}{4}$ Atm. des vorhandenen Kessels betrieben werden. Die Diagramme sind theils bei constantem Arbeitswiderstand der betriebenen Werkzeugmaschinen, theils während angestellter Bremsversuche, theils im Leerlauf genommen. Der letztere repräsentirt, nach den Diagrammen berechnet, einen Kraftaufwand, welcher auf die nutzbare Kolbengeschwindigkeit bezogen

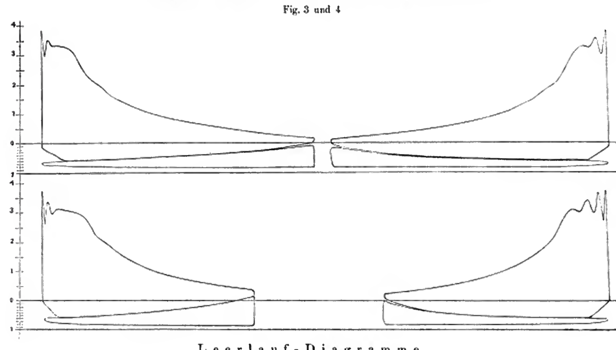
81 Umgänge pro Minute. Nutzbare Kolbengeschwindigkeit 147^{m}.

Fig. 1 und 2



81 Umgänge pro Minute. Nutzbare Kolbengeschwindigkeit 147^m.

Fig. 3 und 4



Leerlauf-Diagramme.

Fig. 5 und 6



einem Druck von $0^k{,}2$ pro Quadratcentimeter entspricht. Die Bremsversuche wurden zweimal ausgeführt, das eine Mal mit 4 und das zweite Mal mit 8 Diagrammen; es wurden dieselben mit Sorgfalt gemacht und namentlich darauf gesehen, dass die Maschine sich im Beharrungszustande befand. Es wurde einmal der mittlere Dampfdruck aus den Diagrammen von $0^k{,}965$, das zweite Mal $0^k{,}931$ pro Quadratcentimeter bei dem gleichen Bremsgewicht von 130^k an einem Hebelsarm von $2^m{,}03$ wirkend gefunden. Hieraus ergiebt sich nach Abzug der $0^k{,}2$ Leergangsdruck der Coefficient der zusätzlichen Reibung das eine Mal 0,95 und das andere Mal 0,98. Diese Zahlen befremden durch ihre Höhe, sie liegen auch in Wahrheit niedriger und zwar aus dem Grunde, weil die Leergangsarbeit stets zu hoch gefunden wird. Dies hat seinen Grund darin, dass die Schieberreibung bei Maschinen mit Regulatorexpansion im Leergang grösser ist als bei grösserer Füllung, und dann hauptsächlich, weil die Stopfbuchsen im Leergange wegen des fehlenden Dampfdruckes zwischen Packung und Stange bei weitem mehr Reibung verursachen.

Das verbrauchte Dampfquantum abzügl. des Condensationswassers berechnet sich aus dem Enddruck in den Diagrammen und dem Endvolumen nebst den schädlichen Räumen auf $7^k{,}65$ bis $7^k{,}7$ pro Stunde und indicirte Pferdestärke bezw. auf $9^k{,}9$ bis $10^k{,}1$ pro Stunde und effective Pferdestärke.

Ueber Steuerung der Zweicylinder- (Compound-) Maschinen.

Vortrag gehalten im Ostpreussischen Ingenieur- und Architekten-Verein zu Königsberg von **Joh. Otto Meyer.**

(Hierzu Blatt 3 und 4.)

Das Bedürfniss, für Schiffe möglichst leichte Maschinen zu verwenden, welche die nutzbare Tragfähigkeit des Schiffes möglichst wenig beeinträchtigen, führte zur Construction der Zweicylinder- (Compound-) Maschinen.*)

Es sind dies Condensationsmaschinen, welche mit hochgespanntem Dampf arbeiten und denselben, ähnlich wie die Woolf'schen Maschinen, zunächst in einem kleinen Cylinder verwenden und dann in einem grösseren Cylinder expandiren lassen. Während aber bei

*) Wir haben der englischen Bezeichnung des Hrn. Verfassers, Compoundmaschinen, die obige beigesetzt, weil diese deutsche Benennung in dieser Zeitschrift durchweg und auch anderweit viel üblich ist. Abgesehen davon, dass inmitten der deutschen Sprache ein deutsches Wort bei gleicher Verständlichkeit dem fremden immer vorzuziehen ist, selbst wenn, was hier nicht einmal der Fall ist, der

jenen Maschinen beide Cylinderkolben zu gleicher Zeit ihren Hub beenden, der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf also ohne besonderen Spannungsverlust hinter den grossen Kolben bei Beginn des Hubes tritt, muss bei den Zweicylinder-Maschinen der Umsteuerung wegen der eine Kolben schon einen Theil seines Hubes vollendet haben, wenn der andere Kolben auf den todten Punkt gelangt. Infolge dessen findet der Dampf, der aus dem kleinen Cylinder austritt, hinter dem grossen Kolben schon einen erheblichen Raum vor, den er zunächst ausfüllen muss, wodurch bedeutende Spannungsverluste herbeigeführt werden können, wenn bei der Construction der Steuerung hierauf nicht besonders gerücksichtigt ist. Dieser Umstand mag wol die Ursache sein, dass die Zweicylinder-Maschinen erst in verhältnissmässig neuerer Zeit allgemeinen Eingang gefunden haben, denn die Idee derselben ist keineswegs eine neue.

Schon in dem im Jahre 1841 herausgegebenen Werke „Sammlungen von Zeichnungen ausgeführter Dampfmaschinen“ von Nottebohm ist eine Compound-Maschine abgebildet, welche von der Sterkrader Hütte für das Rheindampfboot „Kronprinz“ gefertigt war.

Man baut diese Maschinen nun entweder als Hammermaschinen mit zwei parallel neben einander stehenden Cylindern, deren Kolben alsdann mittelst der Kolben- und Pleuelstangen auf eine doppelt gekröpfte Kurbelwelle wirken, oder mit geneigt zu einander stehenden Cylindern und einer gemeinschaftlichen Kurbel für beide. In den Bewegungsverhältnissen der Kolben und zugehörigen Schieber wird Nichts geändert, wenn wir bei einer Hammermaschine den grösseren Cylinder in seiner senkrechten Lage verharrend annehmen und den kleinen Cylinder mit allem Zubehör nebst Kurbel so weit um das Kurbelwellenmittel gedreht denken, bis beide Kurbeln sich decken. Wir können daher für alle Fälle voraussetzen, dass die Zweicylinder-Maschine nur eine Kurbel und zwei unter einem Winkel geneigte Cylinder habe, und erhalten durch diese Annahme in der Zeichnung der Zeuner'schen Schieberkreise gleichzeitig für beide Cylinder die jeder Kurbelstellung entsprechenden Oeffnungen der Dampfwege.

Ist in der Fig. 1, Blatt 3 AB die Axe des grossen, ab die des kleinen Cylinders; gehören die grossen Schieberkreise dem grossen, die kleinen dem kleinen Cylinder an, so werden für einen beliebigen Kurbelstand, etwa k auf dem Durchmesser $k\,k'$ für beide Cylinder die zugehörigen Eröffnungen der Dampfwege von den Schieberkreisen abgeschnitten, und zwar lo Eintritt im kleinen, qr Eintritt im grossen, st Austritt aus dem kleinen, uv Austritt aus dem grossen Cylinder.

Sind nun ferner die Linien $A'B'$ und $a'b'$ parallel den Cylinderaxen AB und ab, die Linien AA', BB'..... aa' bb'..... beziehentlich normal zu denselben, so werden die Abschnitte $A'B'$ und $a'b'$ gleich dem ganzen Kolbenhub, und es geben die aus einem beliebigen Kurbelstand k auf $A'B'$ und $a'b'$ gefällten Normalen ko und kr die entsprechenden Kolbenstellungen o und r auf den bezüglichen Kolbenwegen $a'b'$ und $A'B'$ an.

Trägt man nun noch die jeder Kolbenstellung zugehörige Schieberöffnung als Ordinate auf den Kolbenweg auf, also ol für die Kolbenstellung o und rq für die Kolbenstellung r, so erhalten wir Schieberdiagramme, aus welchen die Beziehungen zwischen Kolbenweg und Schieberöffnung klar ersichtlich sind. Die auf diese Weise sich ergebenden Diagramme für den Dampfeintritt des kleinen und des grossen Cylinders sind in der Figur angegeben.

Aus den Zeuner'schen Schieberkreisen entnehmen wir ferner die für jede Kolbenstellung des grossen Cylinders stattfindende Eröffnung des Dampfaustrittes aus dem kleinen Cylinder und bilden dadurch auf dem Kolbenweg $A'B'$ das Schieberdiagramm für den Austrittscanal des kleinen Cylinders. Da für den Uebertritt des Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den grossen nothwendig die Ausströmung im kleinen und die Einströmung im grossen Cylinder geöffnet sein müssen, so kann dieser Uebertritt nur in den Stellungen des grossen Kolbens stattfinden, für welche Einströmungs-Diagramm des grossen und Ausströmungs-Diagramm des kleinen Schiebers in der Figur sich decken.

Verfolgen wir nun die Bewegung der Kurbel von dem todten Punkte a aus, so finden wir, dass in diesem Augenblick der Eintrittscanal zum kleinen Cylinder eben geöffnet wird. Der Dampf tritt in den kleinen Cylinder, wird in demselben rasch die Maximalspannung erreichen und dieselbe behalten, bis die Kurbel in c anlangt. In diesem Augenblick schliesst sich die Einströmung, es beginnt die Expansion, welche andauert, bis in der Stellung d der Kurbel der Schieber des kleinen Cylinders den Dampfaustrittscanal öffnet. Der grosse Kolben befindet sich zu dieser Zeit etwa auf der Hälfte des Weges in d', der Dampfeintritt zum grossen Cylinder ist noch geöffnet, es kann daher der Dampf aus dem kleinen Cylinder durch das Verbindungsrohr in den grossen Cylinder eintreten. Während der Weiterbewegung der Kurbel dauert dieses Ueberströmen des Dampfes nach dem grossen Cylinder fort bis bei der Kurbelstellung e der Dampfeintrittscanal sich schliesst und im grossen Cylinder die Expansion beginnt. In der Kurbelstellung f öffnet sich der Dampfaustritt im grossen Cylinder und lässt den Dampf in den Condensator abströmen.

Der inzwischen seit der Kurbelstellung e im kleinen Cylinder und Verbindungsrohre abgesperrt gewesene Dampf erleidet eine Compression, bis die Kurbel den Punkt g erreicht hat. Jetzt beginnt sich der Dampf-

---

bezeichnete Gegenstand seinen Ursprung dem betreffenden fremdsprachlichen Gebiet verdankt, ist die Benennung Compoundmaschine im Englischen selbst zweideutig. Sowol die Woolf'schen Maschinen als auch die hier in Rede stehenden worden so genannt, ohne Rücksicht darauf, ob die beiden Dampfkolben gleichläufig oder zu einander versetzt arbeiten.

Artikel über Zweicylinder-Maschinen enthält diese Zeitschrift in Bd. XV, S. 276; XVI, S. 562; XVII, S. 521; XX, S. 221.

D. Red. (R. W.).

eintritt auf der anderen Seite des grossen Cylinders zu öffnen, der Dampf aus dem kleinen Cylinder kann ungehindert in den grossen Cylinder übertreten, bis in der Kurbelstellung h der Dampfaustritt aus dem kleinen Cylinder geschlossen wird. Der in demselben zurückbleibende Dampf wird nun wieder comprimirt, bis kurz vor dem todten Punkte a der Dampfeintritt sich wieder öffnet.

Im grossen Cylinder ist aber während der Weiterbewegung der Kurbel von h aus der Dampfeintritt offen geblieben und noch offen, wenn im kleinen Cylinder in der Kurbelstellung d' der Dampfaustritt von der anderen Seite sich öffnet, und somit wieder neuer Dampf in den grossen Cylinder eintritt. —

Aus diesen gegenseitigen Schieber- und Kolbenstellungen lässt sich nun schon übersehen, welche charakteristische Form die Indicatordiagramme des grossen und kleinen Cylinders zeigen müssen. Unter Bezugnahme auf die Fig. 1 wird das Diagramm des kleinen Cylinders die Perioden des vollen Dampfdruckes ac, der Expansion cd und des Uebertrittes in den grossen Cylinder de, dann aber eine Periode der Compression eg, hierauf wieder eine Periode des Dampfübertrittes in den grossen Cylinder gh und endlich die vor Beginn des neuen Kolbenspiels eintretende Periode der Compression ha erkennen lassen müssen.

Das Diagramm des grossen Cylinders beginnt während des Niederganges des grossen Kolbens in der Stellung d damit, dass zu dem hinter dem Kolben befindlichen Dampf der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf hinzukommt. Die jetzt folgende Periode des Dampfeintrittes de wird sich, weil das Volumen des vom grossen Kolben durchlaufenen Raumes bedeutend zunimmt, schon als eine Linie abnehmender Dampfspannung darstellen, ihr folgt die Periode der Expansion ef und darauf das Abblasen in den Condensator.

Der inzwischen im kleinen Cylinder und Verbindungsrohr zurückgehaltene und comprimirte Dampf tritt nun auf die andere Seite des grossen Kolbens und wird mit abnehmender Spannung während der Periode gh den grossen Kolben so weit hinauftreiben bis kurz vor dem Wechsel des kleinen Kolbens in d' die Spannung durch Hinzutritt neuen Dampfes sich erhöht.

Es wird demnach das Indicatordiagramm des grossen Cylinders sich zusammensetzen aus den in vollen Linien gezeichneten rechts- und linksseitigen Theilen und dann für jede Seite des Cylinders die durch punktirte Linien vervollständigte charakteristische Form bilden, in welcher die Zunahme der Spannung bei Beginn des Hubes und ebenso eine Zunahme des Druckes in einer späteren Periode des Kolbenweges erkennbar sein müssen.

Unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes lassen sich die verschiedenen Dampfspannungen leicht ermitteln.

Es bezeichne

a den Inhalt des kleinen Cylinders;

A den Inhalt des grossen Cylinders;

c den Inhalt des Verbindungsrohres und des grossen Schieberkastens;

e den Füllungsgrad im kleinen Cylinder;

E den Füllungsgrad im grossen Cylinder;

m den vom grossen Kolben zurückgelegten Weg, wenn der kleine Kolben wechselt;

n den vom kleinen Kolben noch zu durchlaufenden Weg, wenn im grossen Cylinder die Expansion beginnt;

$n_{,}$ den vom kleinen Kolben noch zu durchlaufenden Weg, wenn der grosse Kolben wechselt.

Ist p die Anfangsspannung im kleinen Cylinder, so ist die Endspannung

$$\text{I.}\quad p^{\text{I}} a = pea.$$

Im Verbindungsrohr und grossen Cylinder befinde sich Dampf von der Spannung p^{x}. Es wird dann

$$\text{II.}\quad p^{\text{I}} a + p^{\text{x}}(mA + c) = p^{\text{II}}(a + mA + c).$$

Aus dem Volumen $a + mA + c$ ist bei Eintritt der Expansion im grossen Cylinder geworden

$$\text{III.}\quad p^{\text{II}}(a + mA + c) = p^{\text{III}}(na + EA + c).$$

Im grossen Cylinder wird nun $p^{\text{III}} EA$ abgesperrt, expandirt auf

$$\text{IV.}\quad p^{\text{III}} EA = p^{\text{IV}} A$$

und bläst mit der Spannung p^{IV} in den Condensator ab.

Der im Rohr und kleinen Cylinder zurückgebliebene Dampf $p^{\text{III}}(na + c)$ wird nun bis zum Wechsel des grossen Kolbens comprimirt und

$$\text{V.}\quad p^{\text{III}}(na + c) = p^{\text{V}}(n_{,}a + c).$$

Mit dieser Spannung p^{V} tritt der Dampf auf die andere Seite des grossen Kolbens. Es wird dabei

$$\text{VI.}\quad p^{\text{V}}(n_{,}a + c) = p^{\text{VI}}(mA + c)$$

und muss nun endlich bei gleichmässigem Gange der Maschine

$$\text{VII.}\quad p^{\text{VI}} = p^{\text{x}}$$

werden.

Aus diesen Gleichungen ergiebt sich nun

$$p^{\text{I}} = pe$$

als Endspannung im kleinen Cylinder. Aus derselben resultirt im grossen Cylinder

$$p^{\text{II}} = \frac{pea}{EA}\left(\frac{na + EA + c}{a + mA + c}\right)$$

als Anfangsspannung in demselben,

$$p^{\text{III}} = \frac{pea}{EA}$$

als Druck im grossen Cylinder bei Beginn der Expansion,

$$p^{\text{IV}} = \frac{pea}{A}$$

als Endspannung im grossen Cylinder,

$$p^{\text{V}} = \frac{pea}{EA}\left(\frac{na + c}{n_{,}a + c}\right)$$

als grösster Gegendruck im kleinen Cylinder und Anfangsdruck im grossen Cylinder, endlich

$$p^{\text{VI}} = p^{\text{x}} = \frac{pea}{EA}\left(\frac{na + c}{mA + c}\right)$$

als kleinster Druck im Rohr und im grossen Cylinder.

Aus diesen Formeln ersieht sich nun: 1) dass der Enddruck p^{IV} im grossen Cylinder ganz allein abhängig ist von dem Verhältniss der beiden Cylinderinhalte und von dem Füllungsgrade im kleinen Cylinder; 2) dass, da in allen anderen Formeln E (ein echter Bruch) als gemeinschaftlicher Factor im Nenner erscheint, bei jeder Maschine die Werthe für alle anderen Spannungen mit der im grossen Cylinder stattfindenden Expansion wachsen.

Diese Spannungen, welche im grossen Cylinder als wirksamer Druck thätig sind, treten zwar im kleinen Cylinder als schädlicher Gegendruck auf; da aber die Cylindervolumina sich in der Regel wie 1 : 4 verhalten, wird immerhin $\frac{3}{4}$ des durch vermehrte Expansion E erzielten Spannungszuwachses der Leistung der Maschine zu gute kommen.

Die Grössen m und $n_{,}$ sind bei gleichem E lediglich von dem Neigungswinkel abhängig, unter welchem die Cylinder zu einander stehen, m ausserdem noch von der inneren Deckung des kleinen Schiebers.

Aus der Fig. 1 ist zu ersehen, dass der Eintritt des Dampfes in den grossen Cylinder desto früher stattfindet, je früher der kleine Cylinder abbläst, je kleiner also die innere Schieberdeckung ist.

Ebenso ist aus Fig. 1 der Einfluss ersichtlich, den der Neigungswinkel auf den früheren oder späteren Dampfeintritt hat.

Wir können nach dem im Eingange Gesagten die Axe ab des kleinen Cylinders mit den dazu gehörigen kleinen Schieberkreisen um den Mittelpunkt der Kurbelwelle in jede beliebige Lage gedreht denken. Verkleinern wir den Neigungswinkel, so folgen alle auf den kleinen Cylinder bezüglichen Punkte einer Drehung in der Richtung des Pfeiles y, der Punkt d rückt weiter nach b, und der Uebertritt des Dampfes in den grossen Cylinder erfolgt später, also ungünstiger. Vergrössern wir dagegen den Neigungswinkel, so drehen die bezüglichen Punkte sich im Sinne des Pfeiles z und der Uebertritt des Dampfes rückt von d in eine immer günstigere Lage nach c hin. Durch die Bedingung, dass eine Schiffsmaschine ebenso gut rückwärts wie vorwärts arbeiten muss, ist die Wahl in der Grösse des Neigungswinkels begrenzt. Vollständig erfüllt wird diese Bedingung nur, wenn der Winkel 90° beträgt, doch findet man auch, was bei Schiffen, die grössere Reisen machen, also seltener die Umsteuerung gebrauchen, zulässig sein mag, die Cylinder unter einem stumpfen Winkel gestellt; in diesem Falle hat man den Vortheil, dass die Maschine vorwärts günstiger arbeitet, durch den Nachtheil erkauft, dass dieselbe rückwärts desto ungünstigere Dampfeinströmung hat.

Uebrigens giebt eine Zweicylinder-Maschine, deren Cylinder unter 90° stehen, ganz befriedigende Steuerungsverhältnisse, wenn man die oben gezogenen Folgerungen nicht unbeachtet lässt. Berücksichtigen wir noch aus der Fig. 1, dass der freie Querschnitt für den Dampfübertritt in den grossen Cylinder hauptsächlich durch die Höhe der Dampfcanäle des kleinen Cylinders bedingt ist; wählen wir also für die Höhe der Dampfwege des kleinen Cylinders die den Verhältnissen des grossen Cylinders entsprechende Grösse und demnach für beide Schieber gleichen Hub, so werden sich für eine solche Maschine etwa die Steuerungsverhältnisse herausstellen, welche Fig. 2 zur Anschauung bringt.

Beide Excentriks haben gleichen Hub und etwa 35° Voreilung, der grosse Schieber geringe, der kleine gar keine innere Ueberdeckung. Der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf findet den grossen Kolben kurz nach beendetem Wechsel auf 0,2 seines Weges und genügend grossen freien Querschnitt für seinen Uebertritt vor. Durch die Expansion im grossen Cylinder wird ein ausreichendes Dampfquantum im kleinen Cylinder und Verbindungsrohr zurückgehalten, um beim Wechsel des grossen Kolbens diesen durch das erste Fünftel seines Weges hindurchzubringen.

Die Spannungen, welche diese Steuerung für 7ᵏ Anfangsdruck bei einem Cylinderverhältniss von 1 : 4 und bei einem Inhalt des Verbindungsrohres gleich dem des kleinen Cylinders, geben würde, sind nach den oben entwickelten Formeln berechnet in die Figur eingeschrieben. Die Annahme, dass der Inhalt des Verbindungsrohres und des grossen Schieberkastens zusammen dem Inhalt des kleinen Cylinders gleich sei, entspricht annähernd den thatsächlichen Constructionsverhältnissen.

Man findet aber auch mitunter absichtlich ein grösseres Verhältniss gewählt, einen Zwischenbehälter, Receiver, eingeschaltet, durch welchen eine vermuthete schädliche Compression des Dampfes ausgeglichen werden soll; wie aber die Rechnung ergiebt, ist eine schädliche Compression im Verbindungsrohre schon bei gleichem Inhalt desselben mit dem kleinen Cylinder ausgeschlossen, und deshalb jede weitere Vergrösserung des Rauminhaltes nur geeignet, unnöthigen Verlust durch Abkühlung des Dampfes herbeizuführen.

Die theoretische Leistung eines Dampfquantums ea von der Spannung p, welches sich auf das Volumen A ausdehnt, ergiebt sich bekanntlich aus dem Inhalt der Fläche in Fig. 3, wenn p als Ordinate zu A aufgetragen und die Curve nach dem Expansionsgesetz berechnet und gebildet ist.

Wir benutzen zur Bestimmung dieser Curve wieder das Mariotte'sche Gesetz, nehmen für den Anfangsdruck $p = 7^k$, für das Verhältniss $\frac{a}{A} = \frac{1}{4}$, und für e den aus Fig. 2 sich ergebenden Werth von 0,7 und erhalten dann in dem Inhalte der geschlossenen Figur die theoretische Leistung des von unserer Maschine verbrauchten Dampfes. Die berechnete Leistung derselben wird durch die schraffirten Flächen repräsentirt, und entspricht von denselben die Fläche mit der Basis a der Leistung des kleinen Cylinders und die Fläche mit der Basis $A = 4a$ der Leistung des grossen Cylinders.

Beide Flächen decken sich zum Theil und in einer Ausdehnung, welche dem Inhalt des leer gebliebenen Raumes innerhalb des theoretischen Diagramms nahe

kommt. Wir schliessen daraus, dass durch die Steuerung in Fig. 2 kein erheblicher theoretischer Verlust bedingt ist.

Im grossen Cylinder treibt man die Expansion nie weiter als solche mit einem Schieber erreichbar ist; dem kleinen Cylinder dagegen giebt man oft noch einen besonderen Expansionsschieber. Jede Zweicylinder-Maschine erhält aber noch eine besondere Vorrichtung zur Erleichterung des Anlassens, durch welche man im Stande ist, dem grossen Cylinder directen Dampf zuzuführen und welche zweckmässigst in einer besonderen Handsteuerung besteht.

Nach den Diagrammen in Fig. 3 würde der kleine Cylinder etwa $\frac{1}{3}$, der grosse Cylinder $\frac{2}{3}$ der ganzen Leistung geben. Zur Erzielung eines gleichmässigeren Ganges und gleicher Inanspruchnahme sämmtlicher Maschinentheile müsste jeder Cylinder etwa die Hälfte der gesammten Leistung liefern. Dies kann man nur dadurch erreichen, dass man dem kleinen Cylinder weniger Füllung giebt, da dies aber mit einem Schieber nicht zu erreichen ist, so würde hier also schon ein besonderer Expansionsschieber für den kleinen Cylinder Anwendung finden. Dass durch Anwendung eines kleineren Füllungsgrades die Leistung beider Cylinder einander näher gebracht wird, ergeben die Formeln, nach welchen sämmtliche Spannungen also auch die Gegendrucke im kleinen und die wirksamen Drucke im grossen Cylinder geringer werden, wenn für e ein kleinerer Werth eingesetzt wird. Für die Maschine selbst resultiren daraus freilich eine geringere Maximalleistung, oder falls diese bestimmt ist, grössere Cylinderdimensionen. —

Ich möchte nun noch auf eine Zweicylinder-Maschine näher eingehen, mit der ich mich specieller beschäftigen musste, weil mir die Ablieferung derselben nach eingetretener Liquidation und Betriebseinstellung der hiesigen Actien-Gesellschaft Vulcan zufiel.

Diese Maschine hatte nach Fig. 4 zwei Cylinder von 400^{mm} und 800^{mm} Durchm. und 480^{mm} Hub, welche unter einem Winkel von 55° gegen einander geneigt waren, und eine gemeinschaftliche Kurbel. Die Excentriks hatten bei 110^{mm} Hub für den kleinen Cylinder 30° und für den grossen Cylinder 7° Voreilung, der kleine Schieber 27^{mm},5 äussere, 2^{mm},5 innere, der grosse Schieber 4^{mm},5 äussere, 2^{mm},5 innere Deckung. Die Kolbenstangen wurden einseitig geführt, die Umdrehung erfolgte in Richtung des Pfeiles.

Die Luftpumpe befand sich über dem Condensator, so dass sie 1^{m},200 Saughöhe zu überwinden hatte, die Kühlwasserpumpe führte das kalte Wasser von oben in den Röhrencondensator und das warme Wasser unten ab.

Diese Maschine wurde von dem technischen Director nach unternommener Probefahrt zur Ablieferung geeignet erklärt! Sie sollte contractlich bei 70 Umdrehungen und 6^{k} absolutem Dampfdruck 200 Pferde indiciren, und ergab bei den auf meine Veranlassung unter Zuziehung von sachverständigen Zeugen wiederholten Probefahrten als Maximalleistung bei 7^{k} absoluter Dampfspannung und 74 Umdrehungen 120 indicirte Pferde, von welchen 100 Pferde auf den kleinen und 20 Pferde auf den grossen Cylinder entfielen.

Nach dem Vorgetragenen konnte diese geringe Leistung nicht unerwartet sein. Die ganze Anlage der Maschine war eine verfehlte. Wie durch die völlig unüberlegte Wahl des spitzen Neigungswinkels für die Cylinder und durch den Mangel an Expansion im grossen Cylinder die Wirkung des Dampfes beeinträchtigt werden musste, ergiebt das mit Hilfe des Schieberdiagramm Fig. 1, Blatt 4 berechnete Diagramm in Fig. 5, Blatt 3, in welchem der leergebliebene Raum den Verlust repräsentirt. Nimmt man nun noch hinzu, dass infolge der falschen Disposition der Luftpumpe die Luftleere eine höchst mangelhafte, höchstens 56^{cm} erreichende war, so kann die geringe Leistung des grossen Cylinders nicht mehr Wunder nehmen.

Im Interesse der Actien-Gesellschaft durfte ich die Maschine in diesem Zustande nicht zur Ablieferung bringen, konnte indess bei eingestelltem Betriebe und abgelaufener Lieferfrist eine zeitraubende gründliche Aenderung nicht mehr vorschlagen.

Hätte die Maschine vollständige Kolbenführungen gehabt, so wäre es möglich gewesen, dieselbe rückwärts laufen zu lassen; sie hätte dann rechnungsmässig das Diagramm Fig. 6 indicirt, und wenn man dann noch dem grossen Cylinder Expansion gegeben hätte, das befriedigende Diagramm Fig. 7. Unter den obwaltenden Umständen blieb nur die Möglichkeit, durch Umänderung der Steuerung einen höheren Nutzeffect zu erreichen.

Nach Fig. 1, Blatt 4 beginnt der kleine Cylinder abzublasen, wenn der grosse Kolben 0,6 seines Weges zurückgelegt hat, und der kleine Kolben wechselt, wenn der grosse Kolben auf 0,8 seines Hubes angelangt ist. Würde man nun dem grossen Cylinder etwa 0,65 Füllung gehen und den kleinen Cylinder etwas später etwa auf 0,7 des grossen Kolbenweges abblasen lassen, so würde der abblasende Dampf den Zutritt zum grossen Cylinder bereits gesperrt finden und im Verbindungsrohr so lange zurückbleiben müssen, bis kurz vor dem Wechsel des grossen Kolbens der Dampfeintritt auf der anderen Seite desselben sich öffnet. Fig. 2, Blatt 4 giebt das diesen Bedingungen entsprechende Diagramm.

Der Schieber des kleinen Cylinders hat zur Erreichung des späteren Abblasens bedeutende innere Deckung und zur Vermeidung übermässiger Compression beim Wechsel des kleinen Kolbens nur 25° Voreilung; der Schieber des grossen Cylinders 36° Voreilung und infolge der dadurch bedingten grossen äusseren Ueberdeckung einen grösseren Hub erhalten müssen.

Die einzelnen Spannungen ermitteln sich nun unter Beibehaltung der oben benutzten Bezeichnungen wie folgt:

$$\text{I)} \quad p^{I} a = pea.$$

Dieser Dampf tritt in das Verbindungsrohr, welches Dampf von p^{x} Spannung enthalten mag, und es wird

$$\text{II)} \quad pea + p^{x} c = p^{II} (a + c).$$

Joh. Otto Meÿer:

Ueber Steuerung der Zweicylinder-(Compound-)Maschinen.

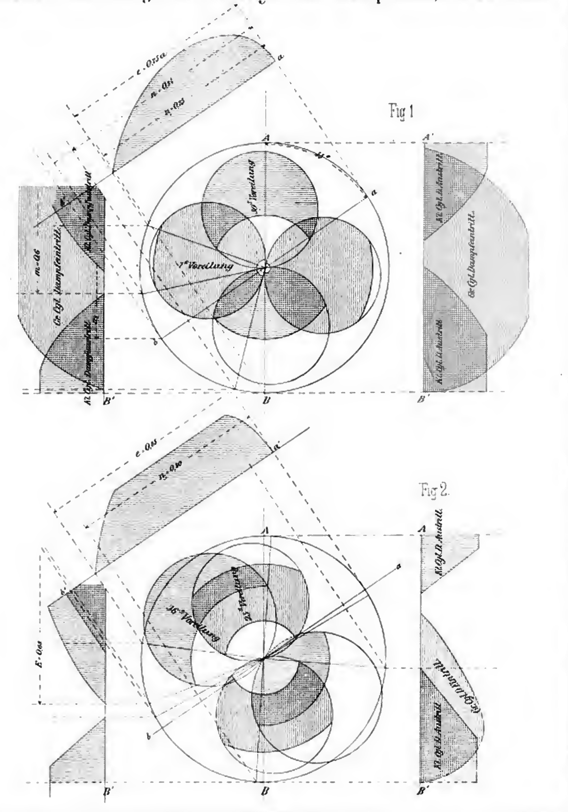
Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Joh. Otto Meyer:

Ueber Steuerungen der Zweicylinder-(Compound-) Maschinen.



Königl. Hof-Lith. v. Hermann Veit Burgstr. 6 Berlin C.

Dieser Dampf wird comprimirt auf

$$\text{III)} \quad p^{\text{II}}(a+c) = p^{\text{III}}(n_{,}a+c),$$

tritt mit dieser Spannung beim Kolbenwechsel des grossen Kolbens auf die andere Seite des grossen Kolbens, und es wird

$$\text{IV)} \quad p^{\text{III}}(n_{,}a+c) = p^{\text{IV}}(EA+c).$$

$p^{\text{IV}}c$ bleibt nun im Rohre zurück, und es muss bei regelmässigem Gange der Maschine

$$\text{V)} \quad p^{\text{IV}} = p^{\text{x}} \text{ werden.}$$

$$\text{VI)} \quad \text{Aus } p^{\text{IV}}(EA) \text{ wird } p^{\text{V}}A$$

und bläst nun p^{V} in den Condensator ab.

Es ergiebt sich hieraus die Endspannung im kleinen Cylinder

$$p^{\text{I}} = pe;$$

Gegendruck im kleinen Cylinder beim Kolbenwechsel

$$p^{\text{II}} = \frac{pea}{EA}\left(\frac{EA+c}{a+c}\right);$$

Compression im Rohr und Anfangsspannung für den grossen Cylinder

$$p^{\text{III}} = \frac{pea}{EA}\left(\frac{EA+c}{n_{,}a+c}\right);$$

kleinster Gegendruck im kleinen Cylinder und Rohr

$$p^{\text{IV}} = p^{\text{x}} = \frac{pea}{EA};$$

Endspannung im grossen Cylinder

$$p^{\text{V}} = \frac{pea}{A}$$

und nach Einführung der Werthe $p = 7$; $a = 1$; $A = 4$; $c = 1$; $e = 0{,}85$; $E = 0{,}68$; $n_{,} = 0{,}80$:

$$p^{\text{I}} = 5^{\text{k}},95$$
$$p^{\text{II}} = 4^{\text{k}},05$$
$$p^{\text{III}} = 4^{\text{k}},50$$
$$p^{\text{IV}} = 2^{\text{k}},18$$
$$p^{\text{V}} = 1^{\text{k}},49.$$

Fig. 8, Blatt 3 giebt das nach diesen Werthen aufgetragene Diagramm; dasselbe zeigt, wie zu erwarten war, eine ganz erhebliche Besserung der Totalleistung gegen Fig. 5. Es verhalten sich die Inhalte dieser Flächen, also die wirksamen Dampfdrucke rund wie 26 : 37.

Mit dieser Zunahme des Dampfdruckes ist die Maschine auch im Stande, einen grösseren Schiffswiderstand zu überwinden, und da letzterer wächst mit dem Quadrat der Schiffsgeschwindigkeit, so wird dem grösseren Dampfdruck auch nach der Proportion

$$26 : 37 = 74^2 : x^2$$

die Umdrehungszahl $x = \sqrt{\frac{74^2 \cdot 37}{26}} = 88$ entsprechen. Da nun die Maschine bei 74 Umdrehungen 120 Pferde indicirt hat, wird ihre Leistung bei 88 Umdrehungen und einem wirksamen Druck von 37 26 sich auf

$$\frac{88 \cdot 37}{74 \cdot 26} \cdot 120 = 203 \text{ Pferdest.}$$

erhöhen.

Diese erhebliche Mehrleistung ist indessen nur dann zu erwarten, wenn die Maschine zwei Vorbedingungen erfüllt: es muss der grosse Cylinder nebst Zubehör kräftig genug construirt sein, um dem ganz erheblich grösseren Dampfdruck widerstehen zu können, und ferner muss der Kessel den Mehrbedarf an Dampf im Verhältniss von

$$74 \cdot 0{,}75 : 88 \cdot 0{,}85 = 555 : 748$$

zu liefern im Stande sein.

Aber selbst, wenn die Maschine diesen Anforderungen nur theilweise genügt hätte, würde die Aenderung der Steuerung vortheilhaft erscheinen, weil mit jeder Mehrbelastung und Mehrleistung des grossen Cylinders eine vortheilhaftere Dampfausnutzung eintritt, also jedenfalls ein geringerer relativer Kohlenverbrauch erzielt wird.

Die umgeänderte Steuerung entsprach bei der Probe den gehegten Erwartungen. Die bisher erreichte Maximalgeschwindigkeit von 74 Umdrehungen wurde schon mit 6^{k} absoluter Dampfspannung erzielt, und mit der Dampfspannung von 7^{k} erreichte die Maschine 84 Umdrehungen.

Die aufgenommenen Diagramme lassen leider erkennen, dass die mit besonderer Sorglosigkeit gezeichnete Maschine, denn der Ausdruck construiren dürfte hier wol nicht zulässig sein — auch in der Werkstätte sorglos montirt war.

Fig. 1

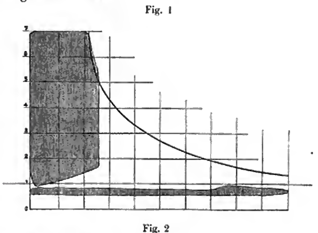


Fig. 2

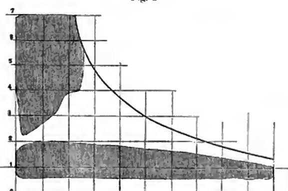


Fig. 1 der beistehenden Holzschnitte giebt das Diagramm mit der ursprünglichen, Fig. 2 das mit der geänderten Steuerung. Dieselben müssten sich den berechneten Diagrammen in Fig. 5 und 8, Blatt 3, viel besser anschliessen.

Der Spannungsverlust, welcher beim Uebertritt aus dem kleinen in den grossen Cylinder stattfinden könnte, kann unmöglich eine halbe Atmosphäre oder gar, wie das Diagramm Holzschnitt Fig. 2 ergiebt, über eine Atmosphäre betragen, ebenso wenig kann bei einem Vacuum im Condensator von 56^{cm} Quecksilbersäule = $0^{k},73$ das grösste Vacuum im grossen Cylinder nur $0^{k},4$ sein.

Die erstere Differenz lässt auf Undichtigkeiten im grossen Cylinder, die letztere auf gehemmte Communication zwischen Cylinder und Condensator schliessen, und wurde in der That nach beendeter Probefahrt festgestellt, dass der grosse Kolben undicht, und der freie Querschnitt des Dampfeintriftrohres in den Condensator durch die vorliegenden Condensationsröhren zum grössten Theil gesperrt war.

Nach Beseitigung dieser Fehler wird die Maschine unzweifelhaft bessere Diagramme geben.

Der Dampfmangel und die Dampfersparniss in Walzwerken.

Von **R. M. Daelen** in Düsseldorf.

In einer Zeit, wo Ersparniss an Betriebskosten mehr als je in der Eisenindustrie die Losung bildet, ist es wol angebracht, die Besprechung eines Uebelstandes anzuregen, der noch vielfach in den Walzwerken zu finden ist, d. i. der Mangel an Dampf, zu dessen Abhilfe verschiedene Mittel angewendet werden, die im Wesentlichen entweder dahin zielen, die Dampfproduction zu vermehren oder die Betriebsmaschine so einzurichten, dass sie auch bei niedriger Spannung noch das Nöthigste leistet.

In ersterer Richtung ist die Vermehrung der Kesselheizfläche richtig, so lange diese für die zu leistende Arbeit überhaupt zu klein war; wollte man aber ohne Rücksicht auf diejenigen Apparate, welche den Dampf consumiren, allein hierdurch die Unterhaltung einer hohen Spannung erzielen, so würde man eine Dampfverschwendung herbeiführen.

Die Vergrösserung der Kolbenflächen, welche an diesen in den letztverflossenen Jahren fast allgemein vorgenommen worden ist, lässt sich nur dann vollkommen rechtfertigen, wenn die Einrichtungen derartig getroffen sind, dass sowol bei hoher als bei abnehmender Spannung der Dampfconsum stets der Arbeitsleistung entsprechend bleibt, und dies ist in jüngerer Zeit das Ziel der Bestrebungen im Constructionsfach der Hüttentechnik.

Die Anwendung eines Regulators an den Walzenzugmaschinen, der auf die Dampfzuströmungsöffnung wirkt, hat sich für diesen Zweck als ungenügend erwiesen, weil infolge des Drosselns die Ausnutzung der Expansivkraft des Dampfes aufgehoben wird; auch durch die alsdann in Aufnahme gekommenen Steuerungen mit variabler Expansion ist das Ziel noch nicht vollkommen erreicht, weil die dadurch zu erzielende Ersparniss von dem guten Willen des Maschinenwärters abhängig, und es stets für den Erfolg einer Einrichtung sehr misslich ist, wenn sie diesen in höherem Masse in Anspruch nimmt, als es vorher der Fall war.

Die trotzdem vortheilhaften Resultate, welche man mit verschiedenen Constructionen dieser Art erzielt hat, haben wesentlich zur Bekämpfung der Lehre beigetragen, dass in Walzwerken überhaupt nur das Einfachste von Maschinen und Apparaten zu verwenden sei, eine Lehre, der zwar eine bestimmte Berechtigung nicht abgesprochen werden soll, die aber nicht als Grundsatz ohne jede Ausnahme aufgestellt werden kann; das haben, wie bemerkt, die mit gutem Erfolge angewendeten, verschiedenen Präcisionssteuerungen bewiesen, und man hat daher um so weniger gezögert, den letzten Schritt zur Vollkommenheit zu thun und die Steuerung so einzurichten, dass die Expansion durch den Regulator verstellt wird. Ausser der grösst möglichen Dampfersparniss ist hiermit noch der grosse Vortheil verknüpft, dass die Aufmerksamkeit und Thätigkeit des Maschinisten zur Wartung der ganzen Maschine während des Ganges frei wird, wodurch mehr als durch die blosse Einfachheit der Construction ein Schutz vor zu grossem Verschleiss und sonstigem Schaden herbeigeführt ist. Nachdem jetzt die Richtigkeit dieses Principes auch durch Resultate bewiesen ist, wird die Wahl unter den vielen verschiedenen Constructionen nicht schwer, denn da hier der Grundsatz, dem Bewährten den Vorzug zu geben, vor allem Berechtigung hat, so fällt der Ventilsteuerung der Vorrang zu, und ist das Bestreben, mit dem Schieber dasselbe zu erreichen, was die Ventilsteuerung leistet, nur dem Reste der Anhänglichkeit an die Schiebersteuerung zuzuschreiben; in der anderen Richtung ist die Einführung der Corlissmaschine in das Walzwerk ebenfalls nicht zu motiviren, da vor allen deren Schieber gegen Verschleiss, infolge von Unreinigkeit des Dampfes, am empfindlichsten sind.

Die Ventilsteuerung mit selbstthätiger Regulirung der Expansion wird um so mehr in den Walzwerksbetrieb eine allgemeine Einführung finden, da nach langem Ringen der Reversirmaschine ohne Schwungrad ihr Gebiet endgiltig abgesteckt, und letzteres vor allem da wieder zu Ehren gebracht worden ist, wo der Dampfconsum mit in Rechnung gezogen wird. Betrachtet man als Repräsentant der grössten Leistungsfähigkeit ein Stahlschienenwalzwerk, welches in der jetzigen Einrichtung in jeder Minute eine fertige Schiene liefert, so wird es klar, dass dem Reversirwalzwerk überhaupt nur da das Reich gehört, wo die Bewegung des Walzpacketes die grösste Schwierigkeit verursacht, auf grosse Geschwindigkeit aber weniger zu achten ist, denn solche Massen siebzehn- bis neunzehnmal in einer Minute zu reversiren, zumal wenn die Transmission nur

durch lose in einander gehende Spindeln und Muffen gebildet wird, das verdient nicht sowol den Namen einer Construction als den einer Destruction. Diese Leistung ist in praktischer Weise nur mit einem Walzwerke zu ermöglichen, dessen einzelne Theile stets in derselben Richtung in Bewegung bleiben, während trotzdem das Packet vor- und rückwärts gewalzt wird und das wird in einfachster Weise durch das Trio erreicht, über dessen Vervollkommnungen und die zu erzielenden Ersparnisse an Betriebskraft und Materialien in dieser Zeitschrift schon mehrfach und von verschiedenen Seiten berichtet worden, und welches denn auch jetzt in fast alle Zweige des Walzwerksbetriebes eingeführt ist. Der Hauptvorwurf, den man früher diesem System machte, war der, dass das Heben von schweren Packeten zu schwierig sei, dass dieses indessen durch geeignete mechanische Vorrichtungen leichter zu beseitigen ist als die dem Reversirwalzwerke für grosse Geschwindigkeit anhaftenden Mängel, beweist die Thatsache, dass jetzt Stahlschienen von doppelter Länge auf einem Trio von 620mm Walzendurchmesser in einer Hitze ausgewalzt werden; es ist ferner dadurch dargethan, dass man in der Bestimmung des Durchmessers für diesen Zweck auch bereits ein Uebriges gethan hat, indem stellenweise 650mm im Durchmesser noch überschritten worden sind. Denn auch darin liegt eine Kraftvergeudung, zumal wenn mit dem Durchmesser der Zapfen in gleich freigebiger Weise verfahren wird und man damit sogar bis auf 400mm geht.

Es wäre wol zeitgemäss, einmal durch Versuche zu constatiren, welche Kraft solche Kolosse allein zur Bewegung bei 80 bis 90 Umgängen pro Minute verbrauchen, zumal wenn die Lagerung irgendwie nicht ganz exact construirt ist, so dass sie noch eine bremsende Wirkung auf einen der Walzenzapfen ausübt, was bei der Mittelwalze nur vollkommen durch ein geschlossenes Einbaustück, sogenanntes Kastenlager, vermieden werden kann; jedenfalls sind die s. Z. gemachten Angaben, wonach durch Anziehen der Schrauben bei ungenügender Lagerconstruction der Verbrauch an Betriebskraft, gegenüber dem vorherigen Leergange der Maschine mit Walzenstrasse, um etwa 200 pCt. gesteigert wurde, bis jetzt nicht widerlegt worden. Dieses Resultat war bei einer Mittelwalzenstrasse von 320mm Durchm. erzielt worden und dürfte leicht bei Schienenwalzen noch ungünstiger ausfallen, wie folgende Betrachtung darthun möge:

Wenn schon durch die verticale Druckschraube ein so stark bremsender Druck auf die Zapfen ausgeübt werden kann, in welch grösserem Masse ist dies dann möglich durch die in grosser Zahl vorhandenen seitlichen Stellschrauben einmal, weil deren Wirkung gegen die Brust der Walze mit einem noch grösseren Radius erfolgt, dann weil ein gleichmässiges Anstellen der auf verschiedenen Seiten der Walzenstrassen befindlichen Schrauben fast unmöglich ist, und endlich weil dieselben meistens zu schwach genommen und dann um so stärker angezogen werden, damit sie nicht zu oft sich lösen.

Auf einer Duo-Schienen-Fertigwalze wird das Packet nach jedem Stich um 180° gewendet, und wird infolge dessen die Richtung des horizontal wirkenden Druckes jedes Mal gewechselt, da dieselbe durch die Abnahme des Fusses, welche stärker ist als die des Kopfes, erzeugt wird; die Walzen müssen also an beiden Enden gegen die Ständer der Lagerschalen geschlossen liegen, und wenn die dazu dienende Vorrichtung so eingerichtet ist, dass, um dies zu erreichen, ein permanenter Druck ausgeübt werden muss, so ist hier eine Bremse gebildet, die um so wirksamer ist, da die Angriffsstellen nur spärlich von der Schmiere erreicht werden.

Das Trio bildet für den vorliegenden Fall eine an sich schon günstigere Einrichtung, da das Wenden des Schienenpacketes fortfällt und also jede Walze nur in einer Richtung festzuhalten ist, und ist dies der Grund für den geringeren Walzenverschleiss gegenüber dem Duo; die Vorrichtung muss aber auch hierbei so eingerichtet sein, dass sie das Einbaustück auf beiden Seiten gleichmässig anstellt, denn der horizontale Druck muss ganz von diesen aufgefangen werden und nicht von den Walzenrändern. Anderenfalls wird neben einem abnormen Kraftverbrauch ein zu grosser Walzenverschleiss erzeugt.

Die Richtigkeit dieser Ausführung angenommen, wird man zugeben, dass selbst auch bei dem Walzwerk, dem Werkzeug, in welchem die grössten Kräfte zur Verarbeitung der Metalle transmittirt werden, der Grundsatz „Nur Masse“ mit der nöthigen Vorsicht anzuwenden ist, und, dass die allgemeine Einführung einer grösseren Präcision in Construction und Ausführung wohl motivirt ist, wie dies auf vielen deutschen Werken schon seit Jahren geschehen und worin uns also das Ausland nicht vorangegangen ist, wenngleich, wie z. B. die Berichte aus Amerika annehmen lassen, dasselbe grösseren Nutzen durch allgemeinere Anwendung dieser Erfahrung gezogen hat.

Ueber das englische Eisenbahnwesen.

Von **Heinrich Macco**.

(Schluss von Seite 17.)

Personenverkehr.

Die Personenzüge der englischen Bahnen haben grösstentheils nur I. und II. Classe; auf Veranlassung des Parlaments wurden vor einigen Jahren für den Localverkehr Züge mit III. Classe (Parliaments trains) eingeführt. In bedeutenden Fabrikdistricten und grossen Städten laufen ausserdem in den frühen Morgenstunden Arbeiterzüge zu ermässigten Preisen. Die Retourbillets dieser Arbeiterzüge haben zur Rückfahrt Giltigkeit für

die gewöhnlichen Züge. Bei den Hauptcourierzügen laufen Pullmann's Salon- und Schlafwagen.

Die Einrichtung der englischen Eisenbahnwagen ist bei weitem weniger elegant als die unserer Waggons, sie ist beinahe ärmlich zu nennen. Auch scheinen mir die sämmtlichen Fahrzeuge nicht so kräftig und solide gebaut zu sein, wie wir es gewohnt sind. Die Beleuchtung der Wagen ist eine sehr gute und geschieht vielfach mit Gas.

Der Betrieb des englischen Personenverkehres zeichnet sich in erster Linie durch eine überaus grosse Anzahl von Zügen aus. Beispielsweise laufen auf Charing Cross-Bahnhof in London täglich etwa 390 Züge aus und ein, an einzelnen Sommertagen verkehren auf der Metropolitan District Railway von Morgens 5 bis Abends 12 Uhr 788 Züge. Die Stärke der Züge ist dagegen eine geringere als die der deutschen Bahnen. Die Localzüge laufen gewöhnlich mit 16, die Schnellzüge mit 24 bis 40 Achsen. Der Aufenthalt auf den Stationen ist ausserordentlich kurz, und die Abfertigung der Züge geht sehr schnell vor sich. Die Geschwindigkeit der Züge ist wesentlich grösser als bei uns. Dieselbe beträgt bei Schnellzügen 60 bis 80^{km} pro Stunde, bei Personenzügen 40 bis 60^{km}. Des vergleichenden Interesses halber führe ich hier die schnellsten Züge der sogenannten Culturstaaten in Kilometer pro Stunde an.

England: London — Dover 80,1.
Frankreich: Paris — Bordeaux 63,07.
Deutschland: Berlin — Cöln via Stendal 63,08.
Amerika: Providence — Waterburg 59,10.
Italien: Bologna — Brindisi 50,9.
Belgien: Brüssel — Ostende 50.
Holland: Emmerich — Haag 49.
Oesterreich: Wien — Brünn 48,5.
Russland: Petersburg — Moskau 43,1.

Hierbei ist zu bemerken, dass der Zug von Paris nach Bordeaux keine Mittagspause hat, während dies auf dem Zuge von Berlin nach Cöln der Fall ist. —

Die englischen Bahnen geben Billets für einfache Fahrten, Retourbillets, Abonnements- und Rundreise-Billets aus. Bei Ausgabe der letzteren beiden wird behufs Entwickelung des Localverkehres sehr auf die Bedürfnisse und Bequemlichkeit, auf die Wohnungs- und Geschäftsverhältnisse des Publicums Rücksicht genommen. Die Rückfahrten können gewöhnlich nach Wahl auf allen Linien ein und derselben Bahn gemacht werden. Die Retourbillets haben bei einzelnen Bahnen Giltigkeitsdauer bis zu einem Monat; die Abonnementsbillets werden für 8 Tage bis zu einem Jahre ausgegeben und gelten für eine ganz unbeschränkte Anzahl von Fahrten. Bei Berechnung derselben wird eine tägliche Fahrt zu Grunde gelegt und daraus ein ermässigter Durchschnittspreis festgestellt. Die Rundreisebillets, welche für bestimmte Zeiten ausgegeben werden, haben das Recht der Giltigkeitsverlängerung bei Nachzahlung gewisser Procentsätze des Fahrpreises.

Die Billetcontrole für die Abfahrt erfolgt bei kleinen Stationen beim Betreten der Perrons, bei grossen Stationen beim Eintritt in die zu den Zügen führenden, durch Seile oder Gitter abgesperrten Perronabtheilungen. Die Controle bei der Ankunft erfolgt für Localzüge und auf kleineren Stationen in derselben Weise wie bei der Ankunft, bei Schnellzügen und grösseren Stationen halten die Züge an einem bestimmten Punkte kurz vor der Bahnhofshalle, die Billets werden dann durch einen besonderen Beamten schnell controlirt und abgenommen. Auf der Fahrt findet keine Controle statt. Die Aufsicht, ob die Reisenden die von denselben gelöste Classe benutzen, ist gering. Wird aber ein Missbrauch entdeckt, so wird derselbe nicht blos mit grosser Geldstrafe geahndet, sondern es wird auch der Name des Individuums mit Bezeichnung des Vergehens durch öffentlichen Anschlag bekannt gemacht.

Durch die Zweckmässigkeit der Bauten, durch die Gewandtheit des Publicums in der Benutzung der Eisenbahnen, und die Einfachheit und Intelligenz des Betriebes ist die Leistung der englischen Bahnen im Personenverkehr eine ganz beispiellose. Ich führe nur an, dass im Jahre 1875 auf dem Bahnhof zu Cannonstreet in London $9\frac{1}{2}$ Millionen Reisende verkehrt haben, dass dagegen auf den 9 Bahnhöfen Berlins in demselben Jahre nur $10\frac{3}{10}$ Millionen verkehrten. Ferner, dass am zweiten Pfingsttage 1877 auf der interirdischen Metropolitan District Railway 250000 Reisende befördert wurden.

Bei den Fahrpreisen der englischen Bahnen gilt der Grundsatz, dass für einfache Fahrten hohe Einheitssätze, für mehrfache Fahrten grosse Preisermässigungen festgesetzt werden. Die einfachen Fahrpreise in Preussen und England stellen sich pro $7^{km},5$ wie folgt:

Courierzüge.

	Preussen	England	
I. Cl.	65 Pf.	97 bis 127 Pf.,	also 50 bis 100 pCt. theurer.
II. -	50 -	67 - 112 -	- 67 - 112 - -

Personen und Schnellzüge.

	Preussen	England	
I. Cl.	60 Pf.	45 bis 112,5 Pf.,	also 25 pCt. billiger bis 60 pCt. theurer.
II. -	45 -	37,5 - 82,5 -	also 15 pCt. billiger bis 50 pCt. theurer.
III. -	30 -	30 - 37,5 -	also gleich bis 25 pCt. höher.
IV. -	15 -	—	

Für Preussen sind indess hier die alten Tarife angenommen, die neueren höheren Tarife, besonders im Localverkehr ändern das Verhältniss ganz wesentlich zu Gunsten der englischen Bahnen. Die billigsten Sätze der englischen Bahnen finden sich in Schottland vor.

Der englische Reisende hat in der

I. Classe 60^{k} Freigepäck,
II. - 50^{k} -
III. - 30^{k} -

Das Gepäck wird fast nie gewogen, gewöhnlich schon von den Reisenden mit dem freihängenden Zettel

der Bestimmungsstation beklebt und vom Gepäckträger in das für diese Station bestimmte Gepäckcoupé des Zuges eingeschlossen. Einen Gepäckschein erhält der Reisende nicht, dagegen haftet die Bahn für den vollen nachweisbaren Schaden. Die Abgabe des Gepäcks geschieht ohne alle Legitimation der Reisenden an denselben. Die meisten Reisenden in England haben indessen ihre volle Adresse auf den Gepäckstücken stehen. Es ist auffallend, dass bei dieser leichten Verkehrsweise, die allerdings den Bahnen den Gepäckbetrieb ungeheuer erleichtert und vereinfacht, äusserst geringe Verluste oder Beschädigungen des Gepäcks vorkommen. Auch sind mir viele Fälle aufgefallen, in denen die Reisenden die in den Coupés zurückgelassenen Gegenstände mit ausserordentlicher Sicherheit und grösster Schnelligkeit kostenfrei wieder zugestellt erhielten.

Das Güterwesen.

Die Classification der Güter der englischen Bahnen geschieht durch Vereinbarung des Clearing house, ist also hierdurch eine einheitliche für alle am Clearing house betheiligte Bahnen.

Dieselbe besteht aus folgenden Hauptclassen:

I. Mineralien (mineral class). Hauptsächlich enthaltend: Erze, Roheisen, Steine, Thon, Gyps, Asche, Sand, Dünger, Lohe u. s. w. Die An- und Abfuhr der Güter dieser Classe geschieht durch das Publicum. Die Minimalgewichtsberechnung beträgt 4 Tons, die Expeditionsgebühr 3,75 Pf. pro 50 Kilogramm an jedem Ende.

II. Specialclasse (special class, not carted goods) enthaltend u. A. Eisenbahnachsen, Räder, Schienen, Röhren, Getreide, Holz u. s. w. Die An- und Abfuhr geschieht ebenfalls durch das Publicum. Die Minimalgewichtsberechnung beträgt 2 Tons, die Expeditionsgebühr 7,5 Pf. pro 50 Kilogramm an jedem Ende.

III. Classe mit fünf Unterabtheilungen enthält die sämmtlichen übrigen Artikel mit Ausnahme von Kohlen und Coks, die für sich eine eigene Abtheilung bilden. Die An- und Abfuhr dieser Artikel geschieht durch die Bahnverwaltung.

Die Stückgutberechnung erfolgt nach drei Sätzen, je nach ihrem Gewicht und zwar für Gewichte bis 28 Pfd., von 28 bis 56 und von 56 Pfd. ab, so lange bis der Tarif der entsprechenden III. Classe für das wirkliche Gewicht überschritten ist.

Die Expeditionsgebühr einschl. Rollgeld, also An- und Abfuhr beträgt

in London . . .	42,5 Pf.	pro 50 Kilogramm
in der Provinz . .	20,0 -	- 50 -

Das Eigenthümliche der englischen Güterclassification ist deren vollständige Unabhängigkeit von den eigentlichen Frachtsätzen. Das Tarifschema hat lediglich einen internen Charakter, es ist nur für den Dienstgebrauch der Güterexpedition und die Abrechnungen des Clearing house bestimmt.

In Bezug auf die Frachtsätze, welche die Bahnen dem Publicum gegenüber in Anwendung bringen, haben sie innerhalb der Maximalsätze freien Spielraum, und können sie sowol auf ihrer eigenen Linie, als auch im directen Verkehr unter Vereinbarung mit den betr. Bahnen jederzeit neben den Sätzen für die Tarifclassen des Clearing house Ausnahmetarife für einzelne Artikel einführen.

Die englischen Bahnen werden angehalten, ihre Tarifsätze im internen und directen Verkehr in besonderen Büchern dem Publicum auf den Güterstationen offen zu legen. Ein Bild der wirklichen Tarifsätze geben diese Bücher indessen nicht, da dieselben durch die häufig in den einzelnen Fällen abgeschlossenen Frachtverträge wesentlich verändert werden. Es ist deshalb auch überaus schwierig, die in Anwendung gebrachten Sätze genau zu erfahren.

Selbstverständlich kommen unter solchen Verhältnissen auch Differentialtarife, besonders nach den Seeplätzen, in Anwendung. Eine Bewegung gegen dieselben, wie sie in Deutschland so lebhaft ist, hat sich in England noch nicht gezeigt.

Um ein Beispiel englischer Tarife zu geben, führe ich einen Localtarif für Waren der Classe III an.

Abtheilung	bis 75 Kilometer	über 75 Kilometer
1 . . .	3,4 Pf. . . .	2,4 Pf.
2 . . .	3,9 - . . .	3,4 -
3 . . .	4,85 - . . .	3,9 -
4 . . .	5,80 - . . .	4,85 -
5 . . .	6,80 - . . .	5,80 -

für 50^k und die preussische Meile = $7^{km},5$. Hierzu kommen 7,5 Pf. Expeditionsgebühr pro 50 Kilogramm an jeder Station und 0,125 bis 0,35 ℳ Rollgeld pro 50 Kilogramm.

Als Beispiel eines Kohlentarifs, für welche übrigens die Frachtsätze des Clearing house keine Anwendung finden, können die folgenden Zahlen gelten. Vorausgesetzt ist, dass der Transport in Privatwagen, wie es vielfach üblich ist, geschieht.

Entfernung	bis 50 engl. Meilen,	Frachtsatz	1,95 Pf.
-	50 - 100 -	-	1,41 -
-	100 - 200 -	-	0,975 -
-	über 200 -	-	0,730 -

pro 50^k und $7^{km},5$. Wenn nicht ganze Züge von der Grube übergeben werden, so werden 1,25 Pf. Expeditionsgebühr pro 50 Kilogramm an jedem Ende angerechnet, anderenfalls nur an dem Ankunftsort.

Im vergangenen Frühjahr betrug der Frachtsatz für Kohlen von South Yorkshire nach London auf der Great Northern-Bahn einschl. Wagenmiethe 1 Pf. pro 50^k und $7\frac{1}{2}$ Kilometer.

Die North Eastern-Bahn beförderte die Materialien für Roheisen-Fabrikation nach folgenden Sätzen:

Kohlen und Coks	0,74 bis	1,41 Pf.
Kalkstein und Erz	0,278 -	1,38 -

pro 50^k und $7\frac{1}{2}$ Kilometer je nach der Entfernung.

Diese, in dem District von Middlesborough geltenden Frachtsätze sind also wesentlich billiger als die in vielen Industriebezirken Deutschlands heute üblichen Sätze. Im Allgemeinen und besonders im Localverkehr sind indess die Frachtsätze höher als in Deutschland.

Beispielsweise werden in einem Fall in letzterem Verkehr bei einer Entfernung von etwa 18 km für Güter der Classe III bezahlt:

Abtheilung	1	2	3	4	5
	17	19	20	30	36 Pf.

pro 50 k und $7\frac{1}{2}$ Kilometer.

Die Expedition und Kartirung der Güter geschieht im Allgemeinen nach der folgenden Form.

Der Versender hat einen Aufgebeschein (consignement note), welcher die Frachtbedingungen sowie einige Gesetzhinweisungen enthält, auszufüllen und sie dem Gütersammelplatz in den Städten oder der Station zuzustellen. Von der Bahn wird auf derselben die Nummer des Wagens und der Zug der Beförderung eingetragen. Die Note selbst bleibt auf der Aufgabestation liegen. Die abzusendenden Güter werden in die Güterbegleitkarte, ähnlich wie in Deutschland eingetragen und diese Karten in schnellster Weise, gewöhnlich mit den Schnellzügen dem Gut vorausgeschickt. Copie derselben bleibt auf der Abgangsstation. Die Empfangsstation kann so meistens noch vor Ankunft des Gutes selbst die ebenfalls mit den Frachtbedingungen versehenen Avisirungszettel ausstellen und stellt solche sofort nach Ankunft des Zuges dem Empfänger zu. Die Güterbegleitkarten bleiben auf der Endstation liegen. Die Güterwagen sind an beiden Seiten mit kleinen eisernen Rahmen, in welche die Zettel mit Bezeichnung der Abgangs- und Bestimmungsstation, häufig auch mit der des Absenders und Empfängers gesteckt werden, versehen.

Stückgüter sind sämmtlich mit voller Adresse versehen, nur bei solchen Gütern, die über See gehen, wird hiervon Abstand genommen.

Es ist nicht zu leugnen, dass eine solche Adressirung die Sortirung und die Expedition der Bahnen ungemein erleichtert und dadurch die Schnelligkeit der Einlieferung befördert. Colliwagen sind kaum auf den engl. Bahnen vorhanden, die Wagen werden, wenn es erforderlich ist, mit guten Decken genügend verschlossen. Die meisten Wagen haben ein Eigengewicht von 4500 k bei 8000 k Tragfähigkeit.

Von dem Rechte, Privatwagen laufen zu lassen, wird von der Industrie in ganz ausgedehnter Weise Gebrauch gemacht. Diese Privatwagen haben meist eine ureinfache Construction, sind selten mit Federn und fast nie mit Buffern versehen. Als kürzlich die Midland Railway die auf ihrer Strecke laufenden Privatwagen ankaufen wollte, stellte es sich heraus, dass sie dazu ein Capital von 40 000 000 M nöthig hatte.

Die Haupteigenthümlichkeit des englischen Gütertransportwesens besteht in der überaus raschen Beförderung der Güter. Es ist dies möglich durch die An- und Abfuhr eines Theiles derselben seitens der Bahn; durch eine überaus zweckmässige Arbeitseintheilung bei Be- und Entladung der Züge, sowie gute bauliche Vorrichtungen dazu, und endlich durch verhältnissmässig grosse Geschwindigkeit der Güterzüge (30 bis 40 km pro Stunde) bei geringer Zugstärke (60 bis 90 Achsen).

Diese rasche und sichere Beförderung der Güter hat erklärlicherweise einen beträchtlichen allgemeinen Einfluss auf Handel und Wandel.

Der Kaufmann, der heute in Liverpool seine Ware einkauft, weiss mit Sicherheit, dass er dieselbe den folgenden Tag in London haben kann, und hat, wenn er sie dort verkauft, am dritten Tage den Check bezw. das baare Geld dafür wieder in Händen. Solche rasche Benutzung momentaner Conjunctur, solch schneller Umsatz der Ware ist in Deutschland nicht möglich. Wir stehen in jeder Weise im Ein- und Verkauf dagegen zurück und können diese Vortheile nicht geniessen. —

Die Zeit erlaubt mir nicht, auf das Capitel der unterirdischen Bahnen und den staunenerregenden Localverkehr Londons näher einzugehen. Es ist dies so hoch interessant und lehrreich, dass hierfür eine ausgedehntere Betrachtung nöthig wäre.

Zum Schluss will ich nur noch die Einhaltung der Sonntagsfeier auf den englischen Bahnen erwähnen. In England werden die Personenzüge theilweise, in Schottland ganz eingestellt. Der Güterverkehr ruht aber im ganzen Königreich. Die Begründung für letztere Thatsache, dass bei gut geregelter An- und Abfuhr der Sonntag als Anfuhrtag ausfiele, bei gutem Betriebe also keine Güter fortzuschaffen seien und dass die Vortheile, welche der Bahn selbst durch Schonung des Personals an diesen Tagen erwüchse, sehr bedeutend seien, scheint mir richtig zu sein, und möchte ich nur wünschen, dass wir auch auf den deutschen Bahnen einen so gut geregelten Verkehr hätten, um ohne Schaden für das Publicum das Beispiel Englands im Güterverkehr nachahmen zu können.

Dampfbetrieb bei Strassenbahnen.

Von **L. Post.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Mannheimer Bezirksvereines vom 8. Januar 1878.)

Die bis jetzt ausgeführten Versuche scheinen zu beweisen, dass ohne erhebliche Störung des städtischen Verkehrs das Problem der Förderung von Personen und Gütern auf Strassenbahnen durch Dampfbetrieb an Stelle des Betriebes durch Pferde günstig gelöst ist und Billigkeit mit Sicherheit verbindet.

Bereits im November 1875 erbauten die Baldwin-Locomotive-Works für die Strassenbahn in Philadelphia einen vierrädrigen Personenwagen für Dampfbetrieb mit verticalem Kessel und innen liegenden Cylindern, also mit gekröpfter Achse. Die Maschine war auf einer eisernen Platte montirt, welche mit dem hölzernen Boden

des Wagens verbunden war. Der Wagen vermochte noch einen zweiten Personenwagen mit einer Geschwindigkeit von 16 bis 18 engl. Meilen pro Stunde zu ziehen und gebrauchte $3^k,5$ bis $4^k,0$ Kohlen pro engl. Meile. Diese Construction und primitive Verbindung von Maschine und Wagen erwies sich jedoch bald als untauglich, da dem Wagen die Stösse direct mitgetheilt wurden und die gekröpften Achsen stets brachen. Daher fertigten die Erbauer einen anderen Wagen mit völlig eisernem Untergestell und aussen liegenden Cylindern, vier gekuppelten Rädern, ebenfalls verticalem Dampfkessel und auf Federn ruhendem hölzernen Wagenkasten für die Personen. Der Radstand ist gleich demjenigen eines gewöhnlichen Pferdebahnwagens. Mittelst einer kräftigen Handbremse, dem Schliessen der Drosselklappe und eventuell durch Contredampf soll der Führer den Wagen fast augenblicklich zum Stehen bringen können. Der Kessel ist von Stahlblech mit doppelten Nietreihen gefertigt, so dass er einem Dampfdruck von 150^k pro Quadratzoll engl. widerstehen kann. Zum Betriebe genügt ein Dampfdruck von 45 Kilogramm.

Dieser Wagen überwand Steigungen von $4\frac{1}{2}$ pCt. mit Leichtigkeit und gebrauchte pro englische Meile stark 4^k Kohlen. Die täglichen Betriebskosten sollen betragen:

Kohlen	Doll. 1,26	
Schmiermaterial . . .	- 0,25	
Lohn für Heizer und Maschinisten	- 4,00	(für 16 Stunden)
Zinsen und Amortisation	- 1,00	
zusammen	Doll. 6,51	

oder nach unserem Gelde reichlich 26 *M.*

Von einem anderen Erbauer, Louis Ransom, wurden im März 1877 ebenfalls zu Philadelphia ähnliche Dampfomnibus in Betrieb gesetzt, worüber genauere Daten vorliegen. Die Wagen sind 16 Fuss engl. lang, fassen 20 Personen, haben 7 Fuss Radstand und sollen trotzdem in kleinen Curven fahren können und $4\frac{1}{2}$ pCt. Steigung ebenfalls leicht überwinden. Der Kessel ist auch vertical angeordnet, hat 37 Zoll engl. Durchmesser bei 56 Zoll Höhe (aus einem ⊢K-Blech gefertigt) mit 300 Stück verticalen Siederohren von $1\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser bei 12 Zoll Länge. Die Heizfläche beträgt 116 Quadratfuss, die Rostfläche $6\frac{1}{2}$ Quadratfuss, die zulässige Dampfspannung 100^k, die zum Betriebe nothwendige 60^k pro Quadratzoll engl. Der Dampfraum enthält 26 Cylinderfüllungen, die Cylinder sind wieder innen liegend und haben $5\frac{1}{4}$ Zoll Durchm. bei 14 Zoll Kolbenhub. Man hat die Cylinder in einem Stück zusammen gegossen und mittelst drei Eisenschienen und daran befestigten Achsbuchsen derart mit den gekröpften Achsen verbunden, dass alle durch den Betrieb der Maschine entstehenden Spannungen von diesen Schienen, welche gewissermassen das Gestell bilden, aufgenommen werden. Die Steuerung geschieht mittelst Coulisse und zwei Excentriks für jeden Cylinder, die Schieberstange hängt an einem Zapfen in der Coulisse, durch deren Heben oder Senken die Umsteuerung und die Veränderung des Expansionsgrades bewirkt wird. Der Reversirhebel ist in der Ecke des Wagens zur Rechten des Maschinisten. Das eine Ende der Maschine wird von der gekröpften hinteren Achse getragen, das andere Ende ist durch ein eisernes Band an einer starken mit dem Boden des Wagens verbundenen eisernen Stange befestigt. Die gerade Achse trägt den vorderen Theil des Wagens, und sind ihre Räder nicht mit den Treibrädern gekuppelt. Man rühmt die leichte Zugänglichkeit der Maschine bei Reparaturen, da man sie leicht ganz von dem Wagen trennen kann, dennoch wird schwerlich die Construction und Verbindung des Pseudo-Maschinenrahmens mit dem Wagen viele Anerkennung finden. Ich habe jedoch etwas ausführlicher bei diesen Constructionsangaben verweilen zu sollen geglaubt, um zu zeigen, wie roh neben manchem Guten die ersten Anfänge der Trambahn-Locomotiven gewesen sind. Zum Bremsen des Wagens diente ein besonderer Dampfcylinder von $3\frac{1}{2}$ Zoll engl. Durchmesser und 8 Zoll Hub; seine hinten gezahnte Kolbenstange wirkt auf einen Zahnsector, welcher durch Hebel die Bremsschuhe gegen die inneren Ränder der Räder drückt. Die Stellung der Hebel ist so angeordnet, dass gleichzeitig mittelst desselben Handgriffes des Maschinisten die Drosselklappen der Treibcylinder geschlossen werden und diejenige des Bremscylinders sich öffnet. Der Kessel ist in geringer Entfernung von der vorderen Achse, der Wasserbehälter unter dem Boden am hinteren Ende des Wagens angebracht. Der Raum für die Fahrgäste ist zu beiden Seiten der hinteren Achse gleichmässig vertheilt, so dass deren Gewicht fast von den Treibrädern aufgenommen wird. Das Geräusch des ausströmenden Dampfes soll durch Eintritt in ein grösseres mit Kugeln gefülltes Gehäuse gemindert sein. Der Erbauer bestreitet die Mängel und Gefahren der gekröpften Achsen, rühmt den ruhigeren Gang der Maschinen bei innen liegenden Cylindern den aussen liegenden gegenüber und den dadurch hervorgerufenen Schwankungen des Wagens. Besonders aber sei es möglich, die Maschine besser gegen den Strassenstaub abzuschliessen und dadurch wesentliche Verminderung des Verschleisses zu erzielen. Der ökonomische Effect dieser Ransom'schen Maschinen blieb jedoch gegen die Erstgenannten zurück, da die täglichen Gesammtkosten etwa 8,31 Dollars betrugen. Ransom will den Durchmesser der Treibcylinder von $5\frac{1}{4}$ Zoll auf 7 Zoll engl. vergrössern und hofft dadurch den Effect zu verbessern. Bei beiden beschriebenen Wagen befindet sich die Maschine neben dem Raume für die Passagiere, woraus mancherlei Unbequemlichkeiten hervorgehen, Hitze, Dampf und Rauch belästigen die Fahrenden, die Reparatur der Maschine ist schwieriger, und bei Beschädigung des einen oder des anderen Theiles der Maschine oder des Wagens werden jedesmal beide unbrauchbar. Daraus entstand denn fast von selbst der Gedanke eines besonderen Motors ganz analog dem Eisenbahnbetriebe; obschon dieses System mit der Vermehrung der todten Last

selbstverständlich verbunden ist durch das nothwendige grössere Eigengewicht der Locomotive.

Doch eben aus dem Grunde, die todte Last zu vermeiden, entstanden noch mehrfache Versuche, durch Dampf getriebene Personenwagen zu construiren nach dem amerikanischen sogenannten „Bogie-System", bei welchem ebenfalls Motor und Personenraum zu einem Gefährt verbunden sind. Das Bogie-System ist dasjenige der achträdrigen Wagen, von denen je zwei Paare mit ihrer Achse zu einem besonderen Gestell verbunden sind, welche letzteren an den beiden Enden des Wagenkastens derart angebracht sind, dass beide Räderpaare sich unabhängig von einander um einen Zapfen oder eine kreisförmige Platform zu drehen vermögen und dadurch das Passiren ziemlich kleiner Curven gestatten. Nach diesem System sind die bekannten württembergischen und schweizer Eisenbahn-Personenwagen gebaut, welche auch trotz ihrer Länge bei dem kurzen Radstand der jeweilig verbundenen Räderpaare das Befahren kleiner Curven ermöglichen und sich sehr gut und ruhig fahren.

Die Herren Gebr. Brunner in Winterthur haben nach diesem System gebaut. Eine vorliegende Photographie zeigt die gefällige Form des Wagens mit Imperiale, der für 1^m Spurweite erbaut ist und im Ganzen 64 Sitzplätze hat. Das Gewicht der Maschine im Dienst ist 6^t, dasjenige des leeren Wagenkastens $5^t,5$, zusammen also $11^t,6$. Gewicht von 64 Personen = 16^t, Maximalbelastung pro Treibachse $4^t,5$ und pro Laufachse $3^t,6$. Diese Angaben der Erbauer selbst sind aus den vorhergehenden Zahlen nicht zu ermitteln. Der kleinste Curvenradius sei 20^m; bei einem Kesseldampfdruck von 12 Atm. sei die tangentiale Zugkraft 750^k, die Leistung der Maschine 40 Pferdest. bei einer Geschwindigkeit von 15^{km} pro Stunde. Tragrahmen und Fussboden des Fahrzeuges sind zur Erzeugung grösserer Stabilität möglichst tief gelegt. Die Bewegungstheile der Maschine sind sämmtlich maskirt; Rauch und Dampf sollen ohne Belästigung des Publicums entweichen. Durch eine Bremsvorrichtung nach dem System Exter lasse sich das Fahrzeug rasch zum Stillstand bringen. Die äusseren Masse des Wagens sind $4^m,3$ Höhe, $12^m,9$ Länge und $2^m,4$ Breite. Leider stehen mir keine Betriebsresultate über diesen Dampfomnibus zu Gebote.

Nach derselben Richtung gehen die Versuche von Rowan, welcher ebenfalls einen Strassenbahn-Wagen nach dem amerikanischen Bogie-System erbaute, bei welchem Motor und Personenraum verbunden sind. Der eigentliche Wagenkasten ruht mittelst Federn auf den beiden drehbaren Untergestellen, von denen das eine mit den Laufrädern sich in gewöhnlicher Weise um einen Drehzapfen bewegen kann. Der zweite Drehzapfen ist bedeutend vergrössert und hohl, um den Raum zu gewinnen, in welchem sich die Kolben- bezw. Pleuelstangen der Dampfcylinder bewegen und an den Treibachsen angreifen. Derselbe ist kaum noch ein Zapfen zu nennen, sondern eine mit dem Untergestell verbundene durchbrochene Platform mit kreisförmiger Spur, auf welcher der andere Theil des Wagenkastens mittelst Rollen ruht, deren Lagerung von Federn getragen wird. Der nicht sehr grosse Raum für Kessel und Maschine, durch eine Bretterwand von dem Personenraum getrennt, befindet sich über den Treibrädern. Der Kessel ist vertical, an ihm sind ebenfalls vertical arbeitend die beiden Cylinder angebracht, welche durch die durchbrochene Platform des Untergestelles an die gekröpfte Treibachse mittelst ihrer Pleuelstangen angreifen. Die zweite Achse des vorderen Wagengestelles ist mit der vorerwähnten gekuppelt. Man rühmt der Construction leichte Zugänglichkeit der Maschine behufs Reparaturen und leichte Steuerbarkeit, auch die Möglichkeit des Befahrens von Curven bis zu 15^m Radius nach. Das Brennmaterial ist Coks, damit wenig Rauch entstehe, und um das Geräusch und das Sichtbarwerden des ausströmenden gebrauchten Dampfes zu vermeiden, wird derselbe condensirt, indem man ihn in ein mit spiralförmigen Röhren durchzogenes Gehäuse führt, in welchem die Abkühlung stattfindet. An dem Kessel der Maschine ist zu diesem Zwecke ein dritter kleiner Dampfcylinder angebracht, welcher einen Ventilator treibt; durch letzteren wird kalte Luft in das Schlangenrohr gepresst, welche nach Aufnahme der Wärme des Dampfes in die Feuerung geleitet wird. Die Masse des Wagens und anderer Theile sind die folgenden:

Länge des Wagens	$10^m,05$
Breite - -	$2^m,10$
Höhe - - (einschl. Imperiale) . .	$4^m,70$
Sitzplätze	62
Pferdestärken der Maschine	15
Gewicht des leeren Wagens einschl. Maschine	6750^k
Maximalbelastung je eines Rades bei voller Anzahl der Passagiere	1750^k.

Die Probefahrten fanden auf dem Gleise der königl. Militär-Eisenbahn bei Berlin sowie auf einer extra gelegten Versuchsstrecke von 900^m Länge mit starken Steigungen und engen Curven statt und gaben befriedigende Resultate.

Im Ganzen wurden 1600^{km} ohne Anstände zurückgelegt; die grösste Entfernung in einer Fahrt betrug $45^{km},5$. Die Fahrgeschwindigkeit konnte bis zu derjenigen der gemischten Eisenbahnzüge gesteigert werden. Der Brennmaterialverbrauch ist 2^k pro Kilometer, und war es erst nach 12^{km} Fahrt nöthig, neues Feuerungsmaterial aufzugeben; dazu hielt die Maschine Wasser für eine Fahrt von 15^{km}. Bei einer Steigung von 1 : 40 zog die Maschine noch einen zweiten Wagen von etwa 15000^k Schwere, auch überwand der Wagen noch Steigungen von 1 : 20. Bei den Bremsversuchen brachte man den Wagen im Gefälle von 1 : 200 und einer Fahrgeschwindigkeit von 2 Minuten pro Kilometer in 9 Secunden, bei horizontaler Strecke in 4 Secunden oder auf 5^m Distanz zum Stehen. Bei der normalen Geschwindigkeit der Strassenbahnen von 4 Minuten pro Kilometer gebrauchte man nicht die Hälfte dieser Zeit. Diese Versuche sind unter der Leitung von Offizieren

des Eisenbahn-Bataillons ausgeführt und schienen zu guten Hoffnungen zu berechtigen. Auf der sehr solid gebauten Militär-Eisenbahn war die Probe geglückt, leider aber war das Resultat auf der eigentlichen Berliner Pferdebahn am 20. November Abends ein weniger günstiges: nach mancherlei Missgeschick wurden Wagen und Maschine durch Bruch der Kurbelachse total unbrauchbar. Ein neuer Versuch ist meines Wissens noch nicht wieder gemacht worden.

Die Schwierigkeiten und Unannehmlichkeiten der Verbindung von Personenraum und Maschinenraum zu einem Fahrzeug haben, wie schon erwähnt, dahin geführt, trotz der vergrösserten todten Last, beide zu trennen und einen besonderen Motorwagen — eine Strassenbahn-Locomotive — zu bauen.

Die bereits eingangs genannte Firma der Baldwin Locomotive-Works setzte den Kessel und die Maschine, welche früher mit dem Personenwagen verbunden waren, auf einen eisernen stark versteiften Rahmen. Das totale Belastungsgewicht von Kessel, Maschine und Wasserbehälter ist etwa 6000^{k} und ist dasselbe ganz innerhalb des Radstandes getragen, wodurch die Schwankungen vermieden werden, was den Verschleiss der Schienen vermindert. Diese Locomotive beansprucht nur denselben Raum wie zwei Pferde, sie war auf der Baltimore-Stadtbahn (mit Steigungen bis zu 7 pCt.) für einen Personenwagen ausreichend. Man erhöhte das Gewicht der Maschine bis auf 8000^{k} und zog alsdann zwei Personenwagen selbst unter schwierigen Verhältnissen. Ich schalte hier gleich einige vergleichende Kosten-Zusammenstellungen amerikanischen Stadtbahnbetriebes ein: Nach mehrfachen Durchschnitten verschiedener Gesellschaften soll der Betrieb eines mit zwei Pferden bespannten Wagens täglich 8,53 Dollars kosten (die Details übergehe ich), während der Betrieb eines Dampfwagens nur 7,00 Dollars täglich koste, woraus also eine Ersparniss sich ergiebt von täglich 1,53 oder pro Jahr 560 Dollars oder rund 2500 ℳ nach unserem Gelde. In Wirklichkeit ist die Ersparniss jedoch grösser, da man theils schneller fahren und daher an Zahl und Grösse der Wagen durch öftere Touren sparen kann, wie auch der Wegfall von Ställen, Fourageräumen, Dienstwohnungen der Knechte eine erhebliche Ersparniss an Grundstücken und Gebäuden, also an Anlagecapital und dessen Verzinsung gegenüber dem für Locomotivschuppen erforderlichen kleineren Raum gestattet.

Die amerikanische „Railroad Gazette“ (welche übrigens auch für eine vom Personenwagen getrennte Strassenlocomotive sich ausspricht) giebt folgende Vergleichung der jährlichen Ausgaben der Verwaltung einer Bahn für 50 Wagen mit 450 Pferden.

Betriebskosten	Doll.	155 672,50
Zinsen der Auslagen für Grundstücke Gebäude, Remisen, Ställe, u. s. w. à 6 pCt.	-	9000,00
Steuer, Asseeuranz, Gebäudereparatur	-	3000,00
zusammen	Doll.	167 672,50

dagegen Betriebskosten für 40 Dampfwagen nach zuvor gegebenen Sätzen	Doll.	102 200,00
Die Kosten für Grundstücke, Gebäude u. s. w. nur zu ein Viertel wie oben veranschlagt ergiebt an Zins, Reparatur u. s. w.	-	3000,00
zusammen	Doll.	105 200,00

was einer Ersparniss von etwa 37 pCt. gleich ist.

Die vorstehenden Angaben verdanke ich den „Annalen für Gewerbe und Bauwesen“ von F. C. Glaser in Berlin.

Es sind nun in der letzten Zeit auch auf unserem Continent an verschiedenen Stellen ebenfalls Versuche mit Dampfbetrieb auf Pferdebahnen gemacht worden.

In Hamburg hat man eine Zeit lang Fahrten gemacht, welche zufriedenstellende Resultate ergeben haben. Man hat hier noch beiden Systemen gehuldigt, nämlich eine Locomotive und einen mit dem Personen- und Maschinenraum zu einem Fahrzeug verbundenen Wagen gebaut. Die Wagen sind in der Wagenfabrik von F. Grums in Hamburg nach den Plänen des Hrn. Ingenieur S. A. Samuelson in Wandsbeck gebaut, dessen Bruder ich die nachstehenden Notizen verdanke. Der Kessel ist stehend angeordnet nach Art eines Locomobilkessels und hat ein System von centrisch im Feuerraum angebrachten gebogenen eisernen Heizröhren zur Vermehrung der Heizfläche. Die Uebertragung der Bewegung der nicht aussergewöhnlichen Dampfmaschine auf die Triebachse der Locomotive geschieht nicht direct, sondern durch Räderübersetzung. Diese letztere verlangt ihrer Eigenthümlichkeit halber eine etwas nähere Betrachtung. Der Uebertragungsmechanismus ist Patent des Hrn. Samuelson. Um denselben elastisch zu machen, so dass die Stösse der Fahrt und die Schwankungen nicht nachtheilig auf die Zahnräder wirken, ist das grössere Zahnrad nicht starr auf der Triebachse befestigt, sondern nur mit einer starken Spiralfeder, 100^{mm} breit, 30^{mm} dick, an die Achse angeschlossen. Die Maschinenwelle ist mittelst zweier an Kugelzapfen angreifender Schleifen mit der Treibachse verbunden und in richtigem Abstand gehalten. Die Zähne des grösseren Rades sind etwas gewölbt bezw. nach den Aussenseiten niedriger, so dass die Zähne des etwas breiteren, fest auf der Maschinenwelle sitzenden kleinen Rades bei ungleichmässiger Durchbiegung der rechten oder linken Tragfeder der Locomotive nicht auf den Rand des grösseren Rades aufstossen. Letzteres ist durch zwei seitliche Blechscheiben auf der Treibachse in richtiger Stellung erhalten. Diese elastische Verbindung der Räder der Treibachse und der fest am Oberwagen bezw. am Radgestelle montirten Maschinenwelle soll sich nach mir auch von anderer als des Erfinders Seite gewordenen Nachricht bei den Probefahrten sehr gut bewährt haben. Die Belastung der Treibachse beträgt 5000^{k}, diejenige der Laufachsen je 4000^{k}. Die Steuerung wird mittelst Coulisse bewirkt. Der Maximal-Dampfdruck während der Fahrt beträgt

12 Atm., und wird der ausströmende Dampf nicht condensirt, sondern geht in den Schornstein wie bei der Eisenbahn-Locomotive, ohne dass dadurch ein Hinderniss dem Strassenverkehre bereitet worden sein soll. Der combinirte Wagen hat 43 Personenplätze, eine Länge von 7^m, einen Achsstand von $1^m,90$ und befährt bequem Curven von 26^m Radius. Die Locomotive allein hat nur $3^m,50$ Länge. Bei 9 Atm. Dampfspannung hat der combinirte Wagen verbunden mit einem anderen gewöhnlichen Pferdebahnwagen, zusammen etwa 14000^k Last, in einer Steigung von 1 : 40 leicht befördert. Als Brennmaterial dient Coks, und gebrauchte man für eine Fahrt von Hamburg nach Wandsbeck und zurück, zusammen etwa 14^{km}, im Ganzen $62^k,5$ Coks. Die Maschine kann bis zu einer Geschwindigkeit von 1^{km} in 3 Minuten fahren, in der Nähe der Städte und auf frequenten Strassen ist 1^{km} in 4 Minuten (scharfer Trab eines leichten Pferdes) und in den Städten 1^{km} in 5 Minuten als Maximum der zulässigen Geschwindigkeit zu betrachten. Der ganze Bewegungsmechanismus mit Ausnahme der beiden die Achsen verbindenden Schleifen und der Kuppelstangen der Räder ist dicht mit Blechen verkleidet. Beide Achsen des Wagens werden mittelst gewöhnlicher Bremsen gebremst. Wie schon erwähnt, sollen die Probefahrten sehr gut ausgefallen sein.

Meinem Freunde Hrn. Julius Reunert, Inhaber eines technischen Büreaus in Cassel, verdanke ich die nachstehenden Notizen über den Dampfbetrieb auf der Casseler Stadt-Eisenbahn. Diese Linie von stark 5^{km} Länge mit theilweise sehr ungünstigen Steigungsverhältnissen hat Schienen mit Spurrille von 18^k pro lfd. Meter Gewicht (Profil der Berliner Pferdebahn), welche auf tannenen durch Querschwellen verbundenen Langschwellen montirt sind. Diese Schienen liegen auch in Curven mit gleichzeitigen Steigungen. Die Ausweichungen haben feste Spitzen mit Ausnahme der Endstationen, welche bewegliche Weichen haben, damit die Locomotive dem Gesetz gemäss wieder vor den Zug gebracht werden kann. Personenraum und Maschinenraum sind in Cassel nicht verbunden, es ist vielmehr eine besondere Locomotive vorhanden, nach dem System von Merryweather erbaut. Dieselbe ist $3^m,5$ lang, 2^m breit, stark 3^m hoch. Der Kessel ist ein liegender Röhrenkessel mit 85 Siederöhren, hat 15^{qm} Heizfläche und beim Betriebe 10 Atm. Spannung. Um die Dimensionen der Maschine kürzer halten zu können, ist die Feuerthür des Kessels nicht an der Stirnwand, sondern seitlich angebracht. Unter den Kessel sind die Dampfcylinder von 20^{cm} Durchm. und 15^{cm} Hub gelegt und wirken direct auf zwei gekuppelte Achsen von $1^m,37$ Achsstand. Die Steuerung ist die gewöhnliche Coulissensteuerung. Maschine wie Kessel sind mit Blechen verkleidet, welche nach oben vorstehen und auf diese Weise eine Galerie bilden, wodurch es dem Maschinisten möglich wird, während der Fahrt mit Sicherheit alle Theile der Maschine zu untersuchen. Die Maschine wiegt im dienstfähigen Zustande einschliessl. Wasser etwa 9000^k, wovon auf das Wasser im Speisebassin und Condensator etwa 2000^k kommen. Der Condensator ist ein auf dem Dache der Maschine angebrachtes Röhrensystem, durch welches der Dampf streicht, um condensirt wieder in das Speisebassin zurückzukehren. Zur Speisung des Kessels dienen eine Pumpe und ein Injector. Der Condensator soll seine Functionen genügend erfüllen und bewirken, dass der ausströmende Dampf keine Unannehmlichkeiten und Hindernisse für den Strassenverkehr bereitet. Nach den bisherigen Erfahrungen meint man sogar im Sommer bei heissem Wetter des Condensators ganz entbehren zu können. Das Brennmaterial ist Coks und gebraucht man davon für Hin- und Rückfahrt, also für etwa 10^{km}, 50^k neben $0^{cbm},8$ Wasser.

Auf der Endstation zu Wilhelmshöhe sind verschiedene Baulichkeiten als Wagen- und Maschinenschuppen, eine kleine Reparatur-Werkstatt, ein Coksschuppen und eine Pumpstation eingerichtet. Das wie es scheint etwas reichlich bemessene Personal besteht aus 2 Directoren, 1 Ober-Ingenieur, 3 Werkstätten-Arbeiter, 2 Coksschläger, 2 Pumper, 2 Putzer, 6 Conducteure, 2 Controleure, 1 Techniker, 1 Werkführer, 4 Maschinisten, 4 Heizer, 4 Bremser, 4 Weichensteller und einige Streckenarbeiter zur Reparatur der Gleise.

Der Park besteht aus 5 Locomotiven (wovon 1 Stück als Reserve dient), 5 Sommerwagen (offene), 5 Winterwagen (geschlossene).

Die tägliche Frequenz war etwa 1000 Personen. Als Uebelstand wird beklagt, dass durch den aufgewirbelten Strassenstaub die Maschinentheile rasch verschleissen, auch dass die Maschine nicht geräuschlos arbeite. Es sind jedoch ausser einigen wenigen Entgleisungen nicht die geringsten Störungen im Betriebe sowol als auch bezüglich des sonstigen Strassenverkehrs vorgekommen. Es ist daher der oberen Polizeileitung in Cassel Dank zu zollen, dass sie zuerst in Deutschland die Genehmigung zum Dampfbetriebe auf städtischen Strassenbahnen ertheilte. Dadurch wurde die Beweisführung möglich, dass dieses neue Verkehrsmittel ohne Gefahr für Leib und Leben im gewöhnlichen Strassenverkehre grösserer Städte Anwendung finden kann.

Auch in Belgien sind Versuche mit diesem neuen Verkehrsmittel gemacht. Die Société métallurgique et charbonnière belge hat in ihren Werkstätten zu Nivelles gleichfalls eine Strassenlocomotive bauen lassen, welche 1 und 2 Personenwagen mit einer Geschwindigkeit von 1^{km} in stark 4 Minuten zu ziehen vermag und Steigungen von 1 : 50 mit einem durch 2800^k belasteten Wagen überwindet. Maschine, Kessel, Räder, kurz alle Bewegungstheile sind mit Blechen verkleidet. Der Kessel ist nach Belleville's System aus Röhren construirt, und wird der Zug durch ein Körting'sches Strahlgebläse erhöht zur besseren Verbrennung des als Feuerungsmaterial dienenden Coks. Die Maschine ist eine dreicylindrige nach dem System Brotherhood. Eine besondere Eigenthümlichkeit ist die Uebertragung der Kraft auf die Triebräder mittelst eines eingeschalteten Zahnrades, welches von der Maschinenwelle und auf dieser befestigten Schneckenschraube im Verhältniss von 1 : 3,6 getrieben wird. Von dieser an dem eisernen Langrahmen der Locomotive befestigten Welle des Zahnrades werden durch Gelenkstangen die beiden

Triebachsen in Bewegung gesetzt. Der Dampf wird in einem Oberflächen-Condensator angeblich fast vollständig condensirt; dieser besteht im Wesentlichen aus einem Bündel verticaler Röhren, durch welche Luft gepresst wird. Die Achsen lagern in Federn, die Dampfleitung hat eine Compensation, so dass die Stösse weder auf die Dampfleitung noch auf die Maschine nachtheilig wirken können. An der Locomotive sind zwei gewöhnliche Bremsen vorn und hinten, und zwei Personen zur Bedienung (Maschinist und Heizer). Letzterer bewirkt an den Enden der Linie die Umsteuerung. Man rühmt auch von dieser Maschine: 1) dass sie dem Strassenverkehre kein Hinderniss namentlich den Pferden kein Erschrecken bereite; 2) wegen der vollständigen Condensation keinen Rauch ausstosse; 3) sofortigen Stillstand des Fahrzeuges durch die Bremse und die Friction von Schnecke und Zahnrad sowie der drei Kolben ermögliche; 4) momentan anziehe wegen der Dreicylinder-Maschine, deren Kolbenstangen unter 120° zu einander stehen; 5) wenig Geräusch verursache und 6) an Raum mit dem angehängten Personenwagen nicht mehr beanspruche als ein solcher, der von Pferden gezogen wird. Der Coksverbrauch betrage 12^k pro Stunde und die Kosten seien geringer als der Pferdebetrieb.

Die rühmlich bekannte Locomotiv-Fahrik von **Krauss & Co.** in München baut neuerdings ebenfalls derartige Strassenbahn-Locomotiven und zwar gleichfalls gesonderte Maschinen, welche nicht mit dem Personenraum verbunden sind. Das Fahrzeug ist nur 3^m,5 lang und 2^m,3 breit. Der Kessel ist ähnlich den Locomotivkesseln ein horizontaler Röhrenkessel mit kupferner Feuerbuchse und hat 12^qm,75 Heizfläche, die Maschine ein Totalgewicht von 6200^k. Die Speisewasser-Behälter befinden sich unter dem Kessel und bilden einen soliden steifen Rahmenbau, welcher mittelst Federn in drei Punkten auf den Achsen gelagert ist. Die zulässige Dampfspannung ist 17 Atm., die zum Antriebe dienliche 12 Atm. Die Cylinder haben 140^mm Durchm. bei 300^mm Hub, und entwickelt die Maschine 20 Pferdest. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 15^km pro Stunde beträgt die Zugkraft 22600^k in horizontaler Bahn und bei einer Steigung von 1 : 20 noch 3400^k. Der Achsenstand ist 1^m,505, und kann die Maschine Curven von 20^m Radius ohne Anstand befahren. Der Motor hat sich bei der Probefahrt in Mailand laut den darüber vorliegenden Berichten bewährt. Auf der 22^km langen Linie Mailand-Saranno, welche einen dicht bevölkerten Stadttheil Mailands durchschneidet, machte derselbe mit zwei angehängten Personenwagen zu 40 Plätzen eine tägliche Fahrt von 142^km und überwand, wie schon gesagt, Steigungen bis zu 1 : 20. Durch Anwendung von Coks als Brennmaterial ist der Rauch vermieden; bei oben angegebener Leistung soll täglich nur für 6 ℳ davon gebraucht worden sein. Der Maschine wird sehr leichte Steuerbarkeit und fast augenblickliche Bremsung nachgerühmt. Die Hebel der Bremsen, der Steuerung sind von dem Standpunkte des Maschinisten auf der Locomotive sofort zu erreichen, wie derselbe auch den Regulator, die Speiseapparate und die Condensation, kurz alle Betriebs- und Sicherheitsvorrichtungen von seinem Platze aus beherrscht. Der Wasserbehälter der Maschine reicht für eine Fahrt bis zu 60^km, der Kohlen- bezw. Coksraum genügt für einen Tag, die einmalige Füllung der Feuerbuchse mit Coks für eine Fahrt von 2 Stunden, so dass bei den ja meistens kürzeren Fahrstrecken der Maschinist sich nicht mit dem Feuer, sondern nur mit dem Sicherheitsdienste während seiner Fahrt zu beschäftigen hat. Die Maschine hat Condensation und kann also ganz ohne Dampfausströmung fahren. Der Erbauer hält die Condensation zwar nicht für nothwendig, da die Belästigung des Strassenverkehrs durch den ausströmenden gebrauchten Dampf nicht so erheblich sei, und die vermeintlichen Gefahren namentlich bezüglich der der Maschine begegnenden Pferde mehr in der Ungewohnheit des Publicums und in der dadurch erweckten Furcht beruhen. Hr. **Krauss** befürwortet daher lebhaft den Wegfall der Condensation, einmal um den abgehenden Dampf nach Art der Eisenbahnlocomotive zur Zugvermehrung zu benutzen, wodurch man die Kesseldimensionen kleiner wählen könne, dann aber auch, weil der Condensator selbst das Gewicht der Maschine erheblich vermehre, beides zusammen also die todte Last mehr, als für fraglichen Betrieb erforderlich sei. Dieses vertheure den Betrieb direct durch grösseren Brennmaterialaufwand, aber auch indirect, weil der ganze eiserne Oberbau gegenüber der schwereren Locomotive stärker und also theurer sein müsse und ein rascherer Verschleiss der Schienen eintrete. Auch functionire der Apparat bei langen Strecken nicht mehr, wolle man ihn nicht unverhältnissmässig gross machen, und wirke nach seiner Meinung nur auf kürzeren Strecken von 3 bis 6^km Fahrt. Wenn dennoch auch bei den späteren im December vorigen Jahres in Berlin stattgehabten Probefahrten, welche nach mehrseitigen Berichten sehr günstig ausgefallen sind, der Condensationsapparat Anwendung gefunden hat, so erklärt sich dies aus der Neuheit der Sache und den auch vor genügend gesammelten Erfahrungen berechtigten Bedenken der polizeilichen Behörden. Nach den Mailänder Betriebsresultaten soll die Ersparniss des Dampfbetriebes gegen zweispänniges Fuhrwerk fast 40 pCt., gegen einspännigen Betrieb stark 23 pCt. betragen. Dasselbe bestätigen auch die bereits erwähnten Berliner Probefahrten mit Strassenbahn-Locomotiven von **Krauss & Co.** in München und **Schwartzkopff** in Berlin.

Ueber die Maschinen des letzteren ebenfalls renommirten Etablissements stehen mir leider keine Notizen zur Verfügung.

Die schweizerische Locomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur fertigt ebenfalls Strassenbahn-Locomotiven, welche nach den Berichten bei den Probefahrten in Mailand und jüngst in Berlin schöne Resultate ergeben haben. Die Maschine ist nach dem System **Brown** construirt, die Uebertragung der Bewegung der Dampfkolben an die Räder bezw. die Triebachsen geschieht

vermittelst Balancier. Dadurch liegen die Cylinder und der ganze Steuerungsmechanismus über der Platform des Wagens und ausserhalb des Rahmens, was deren Zugänglichkeit selbstredend erleichtert. Der Kessel ist von Stahl auf 15 Atm. Arbeitsdruck construirt, theils horizontal theils vertical dergestalt combinirt, dass ein grosser Wasser- und Dampfraum geschaffen ist, und dass die Niveaudifferenz des Wassers im Kessel ziemlich gross sein kann, damit deren Beobachtung die Aufmerksamkeit des Führers nicht ungebührlich in Anspruch nehme. Aus demselben Grunde ist der Feuerungsraum gross gewählt, so dass ein einmaliges Auflegen des Feuerungsmaterials (Coks) für eine Fahrt von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Stunden genügt. Der Kessel ist mit einem Rauchverzehrungs-Apparate versehen, der Rost geneigt mit einer Klappe zum sofortigen Entladen. Der abgehende Dampf giebt sein Wasser in ein besonderes Gefäss ab und dient dann als Zugbeförderer durch Einführung in den Kamin durch ein eigens construirtes Blasrohr. Dadurch soll die Maschine fast geräuschlos fahren, und auch der aus dem Kamin entweichende Dampf kaum sichtbar sein, und den Strassenverkehr sowie die Passagiere nicht durch nassen mit Russ vermengten Dampf belästigen. Condensation hat die Maschine nicht. Dieselbe bedarf nur einer Person zur Wartung und hat die Steuerungsorgane u. s. w. doppelt an den beiden Kopfseiten des Fahrzeuges. Hierdurch ist ein Umwenden der Maschine mittelst Drehscheiben unnöthig geworden, da sie stets richtig steht. Nach den Betriebsresultaten der Fahrten zu Mailand war der Coksverbrauch pro Stunde Fahrzeit einschliessl. Anheizen $11^{k},4$, der Wasserverbrauch stark 81^{l}, die mittlere Fahrgeschwindigkeit 14 bis 15^{km} pro Stunde einschliesslich der Stationsaufenthalte. Die gezogene mittlere Last bestand in zwei Waggon zu $4\,300^{k}$ und 100 Personen zu $75^{k} = 7500^{k}$ oder zusammen $11\,800^{k}$. Die Dimensionen des grössten Modells dieser Maschinen sind $3^{m},600$ Länge, $1^{m},900$ Breite und $3^{m},200$ Höhe, Radstand $1^{m},500$, der Raddurchmesser 680^{mm}, Gewicht der leeren Maschine 6300^{k}, im Dienst 7600^{k}. Das Wasser im Kessel misst 630^{l} und im Reservoir 450^{l}, der Vorrath an Brennmaterial 200^{k}. Die Maschine kann Steigungen bis $5\frac{1}{2}$ pCt. und Curven bis 20^{m} Radius befahren, die geförderte Last ist nach Steigung und Dampfspannung selbstredend verschieden.

Es darf wol angenommen werden, dass nach diesen verschiedenen Versuchen der Dampfbetrieb auf Strassen-Eisenbahnen sich als lebensfähig erwiesen hat, sowol was den ökonomischen Effect anbetrifft, als auch bezüglich der Sicherheit des Betriebes gegenüber dem übrigen Strassenverkehre durch Menschen und Thiere. Dadurch werden die gewiss nicht ungerechtfertigt gewesenen Bedenken des Publicums und der Behörden mehr und mehr schwinden, und scheint dieses neue Verkehrsmittel berufen zu sein, den grösseren volkreichen Städten, besonders der Verbindung derselben mit den Vorstädten wesentliche Dienste zu leisten. Für letzteres sind wol auch ziemlich grosse Fahrgeschwindigkeiten zulässig.

Der getrennte Motor, d. h. die nicht mit dem Personenwagen zu einem Fahrzeug verbundene Locomotive, scheint den grösseren Anspruch auf Einführung und Verwendung zu haben. Die Condensation dürfte nicht absolut nothwendig sein, wenn schon die bezüglichen Erfahrungen noch kein endgiltiges Urtheil gestatten. Ebenso wird die Erfahrung über die Nützlichkeit der Uebertragung der Bewegung mittelst Rädern auf die Treibachsen entscheiden müssen, namentlich ob der zweifellose ökonomische Vortheil der besseren Ausnutzung der Dampfkraft und dadurch zulässigen Brennstoffersparniss nicht durch häufigere Reparaturen compensirt wird. Grosse Dampf-, Wasser- und Feuerräume empfehlen sich zur Ersparung an Bedienungsmannschaften und besonders dadurch, dass sie den Führern gestatten, ihre Aufmerksamkeit hervorragend dem Strassenverkehre zuwenden zu können.

Ich möchte noch eine werthvolle Zugabe des Locomotivbetriebes allgemein erwähnen, welche mir aber besonders wichtig für die Strassenbahn-Locomotive erscheint. Es ist dies der Geschwindigkeitsmesser für Eisenbahnzüge bezw. Locomotiven. Ein solcher, den Herren Ober-Maschinenmeister Finckbein und Maschinenmeister Schaefer in St. Johann-Saarbrücken patentirt, functionirt schon seit über 6 Monaten zur vollen Zufriedenheit auf der Saarbrücker und Rhein-Nahe Eisenbahn. Der Apparat verzeichnet graphisch die Dauer der Fahrzeiten zwischen den einzelnen Haltepunkten und nicht nur den Aufenthalt in den letzteren, sondern er notirt auch die wechselnde Fahrgeschwindigkeit an jeder Stelle der Bahn und führt diese dem Führer stets sofort vor Augen. Der letztere ist daher nicht auf Schätzung angewiesen, sondern hat die Controle stets vor sich. Aber nicht allein der Führer hat die dankenswerthe Möglichkeit seine Fahrgeschwindigkeit direct ablesen zu können, es ist auch der amtlichen Revision möglich, nach vollbrachter Fahrt zu ersehen, ob die vorgeschriebene Maximalgeschwindigkeit an keiner Stelle der Fahrt bezw. der Bahn überschritten worden ist. Dass der erwähnte Apparat für den Betrieb einer Strassen-Eisenbahn von hervorragender Nützlichkeit und Wichtigkeit ist, leuchtet ein.

So glaube ich, dass die Technik es erreicht habe, dem Dampfbetrieb auf Strassenbahnen die nöthige Sicherheit zu verschaffen. Bei dem billigen Preise der Eisenmaterialien werden daher noch viele grössere Städte in der Lage sein, die Vortheile dieses Verkehrsmittels sich zu verschaffen.

Vermischtes.

Die Beziehungen zwischen der äusseren Erscheinung des Roheisens und seinen inneren Eigenschaften.

Von C. Hortmann.

(Vorgetragen in der Sitzung des Siegener Bezirksvereines vom 28. Juli 1877.)

Man hört so vielfach im geschäftlichen Leben die Qualität des Roheisens nach seinem Aussehen beurtheilen, dass ich mir heute vorgenommen habe, die Frage zu untersuchen, welche Umstände auf das Aussehen des Roheisens in Bruch und Oberfläche einwirken, um zu sehen, in wieweit man berechtigt ist, aus diesen Erscheinungen Schlüsse auf die Qualität des Eisens und das relative Flüssigwerden verschiedener Eisensorten beim Einschmelzen ziehen zu dürfen.

Im Hohofen hat das Eisen allen aufgenommenen Kohlenstoff chemisch gebunden, d. h. alles Eisen ist im Ofen weiss, und die Fähigkeit, Kohlenstoff aufzunehmen, wächst mit der Temperatur. Aber nur den bis zu einer gewissen Temperatur aufgenommenen Kohlenstoff kann das Eisen auch nach dem Erkalten in chemisch gebundenem Zustande zurückhalten, während der durch höhere Temperatur mehr aufgenommene beim Erkalten als Graphitblättchen ausgeschieden wird, die im Eisen eingesprengt erscheinen. So kann das Roheisen etwa bis 2,3 pCt. Kohlenstoff im erkalteten Zustande chemisch gebunden halten, während sämmtlicher mehr aufgenommener Kohlenstoff sich graphitisch abscheidet. Je höher also die Temperatur im Ofen ist, desto mehr Kohlenstoff wird aufgenommen, und desto mehr Graphitblättchen scheiden sich beim Erkalten ab. Ist die Abscheidung von Kohlenstoff so gross, dass sich Graphitblättchen an Graphitblättchen in ausgeprägter Grösse legt, so nennt man das Eisen grau No. I, liegen die Graphitblättchen noch dicht aneinander, aber in nicht so ausgeprägter Grösse, so heisst es grau No. II; ist durch die Graphitblättchen das weisse Eisen erkennbar, graumelirt; und wenn die Graphitblättchen nur zerstreut im weissen Eisen liegen, weissmelirt; Eisen ohne sichtbare Graphitausscheidung heisst weiss.

Die Flüssigkeit des Eisens hängt vom Gesammtgehalt an Kohlenstoff ab, so dass also Eisen „grau I" am dünnsten einschmilzt, und die andern Eisensorten je nach ihrem Kohlenstoffgehalt weniger flüssig werden. Das weisse Eisen mit dem Maximal-Kohlenstoffgehalt, also von 2,3 pCt., wird beim Einschmelzen in unserem gewöhnlichen Puddelofen noch flüssig; verringert sich aber nun der Kohlenstoffgehalt noch mehr, so hört das flüssige Einschmelzen vollständig auf; es bildet sich nur noch eine körnige Masse und einige Stücke schmelzen ganz und gar nicht mehr ein. Letzteres Eisen zeigt einen durch und durch porösen Bruch, während ersteres Eisen, also Eisen mit etwa noch 2,3 pCt. chemisch gebundenem Kohlenstoff als Gesammtkohlenstoff, noch dicht im Bruch sein kann.

Der Puddelprocess ist ein Entkohlungsprocess und wird natürlich bei dem Eisen, welches den wenigsten Kohlenstoff enthält, am raschesten beendet. Aus diesem Grunde nennt man weisses Eisen auch rasch gehendes oder Treibeisen, weil dasselbe dem hochgekohlten Eisen, dessen Entkohlung langsam von Statten geht, zugesetzt, den Puddelprocess beschleunigt.

Nach dem Gesagten wäre man im Stande, mit ziemlicher Sicherheit aus dem Bruch des Eisens auf dessen Kohlenstoffgehalt zu schliessen, oder was dasselbe sagt, auf den Grad des Flüssigwerdens beim Einschmelzen, wenn nicht durch Gegenwart fremder Körper das Aussehen des Eisens im Bruch modificirt würde; und diese Körper, Mangan, Schwefel, Silicium, Phosphor und Kupfer bedingen zudem die Qualität des Eisens. Durch die Aufnahme von Mangan wird die Fähigkeit des Eisens, Kohlenstoff im gebundenen Zustande zurückzuhalten, vergrössert, und diese Fähigkeit wächst mit dem Mangangehalt; je grösser also der Mangangehalt im Eisen ist, desto höher darf die Temperatur im Ofen, also die Kohlenstoff-Aufnahme im Eisen sein, ohne dass beim Erkalten eine Graphitausscheidung stattfindet; ja Eisen mit 10 pCt. Mangan kann 5 pCt. bis 5,5 pCt. und darüber Kohlenstoff im gebundenen Zustande zurückhalten, während das schönste Giessereieisen No. I ohne oder ohne wesentlichen Mangangehalt 4,5 bis 4,8 pCt., nur in höchst seltenen Fällen bis 5 pCt. Gesammtkohlenstoffgehalt aufweist; hieraus geht die längst bekannte Thatsache hervor, dass, da die Fabrikation von Giessereieisen mindestens bei derselben Temperatur stattfindet, wie die von Spiegeleisen, das Eisen durch die Aufnahme von Mangan befähigt wird, überhaupt mehr Kohlenstoff aufnehmen zu können; ferner folgt aus dem Vorhergesagten noch, dass, je grösser der Mangangehalt bei der Darstellung von Spiegeleisen ist, desto höher die Temperatur im Ofen sein darf, ohne befürchten zu müssen durch Graphitausscheidung zweite Sorte zu erhalten; d. h. mit anderen Worten, durch sehr hohen Mangangehalt wird die Grenze der Temperatur, innerhalb welcher Spiegeleisen No. I (ohne graphitische Ausscheidung, Saum) fällt, weiter hinaufgerückt. Eine andere Eigenschaft des Mangans ist die, dass seine Anwesenheit den Flüssigkeitsgrad erhöht; und es ist die Abneigung der hiesigen Puddler gegen das Verarbeiten von Spiegelabfalleisen ganz erklärlich, da der hohe Mangangehalt die durch den hohen Kohlenstoffgehalt schon an und für sich grosse Flüssigkeit dieses Eisens noch vermehrt und also nicht allein durch diesen Umstand den Puddelprocess verlangsamt, sondern ausserdem noch dadurch, dass das zuerst sich bildende Mangansilicat viel schwieriger als das Eisensilicat Eisenoxyduloxyd aufnimmt, welches letztere durch Sauerstoffabgabe entkohlend wirkt.

Mit dem Mangangehalt wird das Eisen im Bruch heller und bekommt die Neigung zu krystallisiren, welche sich durch zackigen Bruch und Strahlen zu erkennen giebt und in ausgeprägtester Weise bei der, einem sehr hohen Mangangehalt entsprechend grössten Kohlenstoffaufnahme im gebundenen Zustande durch grosse Krystallfläche.

Wenn man nun zwei Eisensorten mit verschiedenem Mangangehalt und gleichem Kohlenstoffgehalt mit einander vergleicht, so kann das weniger Mangan enthaltende Eisen melirt, selbst grau sein, während das andere weissstrahlig ist, und doch ist letzteres Eisen wegen des höheren Mangangehaltes beim Einschmelzen dünnflüssiger als die melirte oder graue Eisensorte. Ist der Unterschied im Mangangehalt sehr gross, so kann das mehr Mangan enthaltende Eisen bei weissstrahligem Bruch mehr Kohlenstoff enthalten als das andere, das selbst grau sein kann, und ist folglich aus doppeltem Grunde flüssiger als letzteres.

Die vielfach verbreitete Ansicht, dass melirtes oder graues Eisen dünnflüssiger und hitziger einschmilzt als weissstrahliges, ist mithin in vielen Fällen eine irrige; sie ist selbst auf engbegrenzten Districten nicht als massgebend zu betrachten, wenn man bedenkt, dass abgesehen von Spiegeleisen und dessen Nebensorten im gewöhnlichen Puddeleisen des Siegerlandes der Mangangehalt von 3,5 bis 5 pCt. und darüber schwankt; sogar auf den einzelnen Hohofenwerken ist der Mangangehalt in diesen Grenzen ein variirender infolge der nie ganz gleichbleibenden Zusammensetzung der Eisensteine und der Aschenmenge in den Coks, sowie infolge des wechselnden Kalkgehalts in der Schlacke.

Aehnlich wie der Mangangehalt, nur nicht in so hohem Grade, vergrössert auch der Schwefelgehalt die Fähigkeit des Eisens, Kohlenstoff im gebundenen Zustande zurückzuhalten; aber man ist fast allgemein der Ansicht, dass durch Aufnahme von Schwefel, entgegengesetzt wie beim Mangan, es dem Eisen nicht möglich ist, bei einer gewissen Temperatur so viel Kohlenstoff aufzunehmen, als das Eisen bei derselben Temperatur aufnehmen würde, wenn es keinen Schwefel enthielte; und erklärt man sich diese Ansicht durch die schwerere Reducirbarkeit der Schwefelmetalle.

Es folgt aber hieraus, dass schwefelhaltiges Eisen bei grösserem Kohlenstoffgehalt, als anfangs (etwa 2,3 pCt.) auseinandergesetzt, weiss bleiben kann, und ferner, dass ein solches Eisen nicht so viel Kohlenstoff aufnimmt, also nicht so dünnflüssig einschmilzt wie schwefelfreies Eisen, das bei derselben Temperatur erblasen ist. Das durch Schwefel weiss gehaltene Eisen sieht aus diesem Grunde matt und hart aus. Ferner ersieht man hieraus, weshalb bei der Production von Giessereieisen mit um so basischerer Schlacke gearbeitet werden muss,

als Beschickung und Brennmaterial schwefelhaltig sind; also nicht allein um durch das Fortschaffen des Schwefels die schädliche Einwirkung desselben auf Qualität zu beseitigen, sondern auch um dadurch recht grau werden zu können, da Schwefel die Kohlenstoff-Aufnahme so sehr erschwert.

Aber nicht allein durch die Eigenschaft, dass Schwefel-Eisen bei derselben Temperatur nicht so viel Kohlenstoff aufnehmen kann wie anderes Eisen, ist dasselbe nicht so dünnflüssig, sondern der Schwefel beeinträchtigt auch an und für sich die Flüssigkeit des Eisens, während ein Mangangehalt dieselbe vergrössert; und so ist Eisen mit hohem Schwefelgehalt stets matt, nicht hitzig im flüssigen Zustande, selbst wenn sein Bruch lichtgrau sein sollte, und zeigt auch die Oberfläche eines solchen Eisens eine dicke Zunderschicht und rauhe Oberfläche sowie einen Bruch voller Blasenräume, hervorgerufen durch Gasbildung in dem dickflüssigen Eisen. Bei Spiegeleisen und dessen Nebensorten sowie bei einem sehr strahligen Puddeleisen mit glatter Oberfläche, da solche Eisensorten unbedingt einen hohen Mangangehalt besitzen, der aus bekannten Gründen den Schwefel abscheidet, kann man also auf die gänzliche oder doch fast gänzliche Abwesenheit des Schwefels schliessen; ebenso darf man aus den angeführten Gründen bei dem tief grauen Giessereieisen sicher die Abwesenheit grösserer Schwefelmengen annehmen.

Silicium verhält sich dem Kohlenstoff gegenüber entgegengesetzt wie Schwefel und Mangan; dasselbe ersetzt den gebundenen Kohlenstoff, scheidet denselben graphitisch aus und befindet sich selbst in gebundenem Zustande im Eisen. Silicium geht aus quarzreicher Beschickung sowol als auch bei sehr saurer Schlacke in das Eisen über; im letzteren Falle auch bei niedrigerer Temperatur, also bei geringerer Kohlenstoffaufnahme, so dass ein Eisen schon graphitische Ausscheidungen zeigen oder melirt sein kann, welches bei derselben Temperatur aber bei basischer Schlacke erblasen noch weiss wäre; und auf der anderen Seite, wenn die Siliciumaufnahme bei hoher Temperatur, also bei hohem Kohlenstoffgehalt stattgefunden hat, zeigt das Eisen einen graphitischeren Bruch, bekommt eher und leichter den gewünschten, grobkörnigen Bruch des Giessereieisens, als wenn kein Siliciumgehalt im Eisen ist; deshalb ist es viel leichter, graues Eisen bei saurer als basischer Schlacke zu machen, wenn es der Schwefelgehalt im Brennmaterial und der Beschickung zulässt. Ich spreche hier nicht von manganreichen Beschickungen; dass bei saurer Schlacke mehr Mangan in die Schlacke, also weniger in das Eisen geht, wodurch das Eisen ebenfalls leichter grau wird, ist natürlich. Durch die intensiveren Eigenschaften des Mangans werden die des Siliciums häufig verdeckt, so dass sich letzteres nach aussen hin gar nicht äussern kann, wie dies ja bei Spiegeleisen sich so recht deutlich zeigt, das mehrere Procent an Silicium enthalten kann; nur in dem Fall, wenn Eisen mit melirtem Bruch eine mehr rauhe als glatte Oberfläche hätte, könnte man auf Silicium schliessen, das durch sehr quarzreiche Möllerung und durch viel zu sauer gehaltene Schlacke bei weniger heissem Ofengang in das Eisen übergegangen wäre; ein Eisen von solchem Aussehen könnte aber auch, wie schon oben gezeigt, durch die Gegenwart von vielem Schwefel und bei höherer Temperatur erblasen entstehen.

Ich möchte hier nochmals erwähnen, dass aus dem Vorhergehenden hervorgeht, dass in Bezug auf die Temperatur bei der Darstellung des Eisens die Grenze, wo Eisen anfängt melirt zu werden, durch Mangan in die Höhe gerückt wird, während Silicium dieselbe weiter nach unten verlegt.

Phosphor soll wie Mangan und Schwefel die Fähigkeit besitzen, Kohlenstoff im gebundenen Zustande zurückzuhalten; jedoch muss diese Eigenschaft sehr gering sein, sie äussert sich wenigstens nicht so charakteristisch, dass man aus dem Aussehen des Eisens einen Schluss auf die mögliche Anwesenheit des Phosphors schliessen könnte. Dass ein Phosphorgehalt den Flüssigkeitsgrad des Eisens erhöht, ist längst bekannt.

Auch auf die Gegenwart von Kupfer zu schliessen, ist unmöglich.

Während ich bis jetzt die durch chemische Vorgänge hervorgerufenen Einwirkungen auf das Aussehen des Eisens besprochen habe, komme ich nunmehr zu den Umständen, die auf mechanische Weise auf dasselbe einwirken. So ist rasches oder langsames Kaltwerdenlassen von Einfluss, indem durch zu rasches Abkühlen des Eisens dem Kohlenstoff keine Zeit gegeben wird sich abzuscheiden, und der Bruch weiss bleibt, oder demselben wenigstens nicht genug Zeit gegeben wird, sich vollständig und recht langsam abzuscheiden. Durch letzteren Umstand werden die Graphitblättchen in der Entwickelung ihrer Grösse gestört, während langsames Erkalten die vollständige Ausscheidung und Entwickelung der Kohlenstoffblättchen so recht begünstigt; ebenso wie, wenn das Eisen Neigung zur Krystallisation zeigt, langsames Erkalten zur Bildung grosser Flächen nothwendig ist. Aus diesem Grunde lässt man Giessereieisen und Spiegeleisen in Sandleisten laufen und womöglich unter Schlacke; und aus demselben Grunde sieht alles Eisen, das in eiserne Coquillen gelaufen ist, im Bruch heller aus, als wenn es in Sandleisten gelaufen ist.

Wenn man recht dünnflüssiges Eisen frei von Schlacke und Sand in Coquillen oder Sandleisten laufen und ruhig erkalten lässt, so stellt sich das Eisen in denselben in gleiche Höhe und zeigt erkaltet eine vollständig glatte und dichte Oberfläche; beim starken Laufen kommt dasselbe durch den Stoss an die Rückwand der Coquillen oder Leisten in hin und hergehende Bewegung und erhält aus diesem Grunde eine leicht wellenförmige, ganz dichte Oberfläche, während bei ganz mattem Eisen sich hoch stehende Ränder bilden, und dasselbe eine ganz rauhe Oberfläche voller Blasen hat. In diesen Grenzen ändert sich die Oberfläche des Eisens je nach seinem Flüssigkeitsgrad. Die hoch stehenden Ränder werden niedriger und die rauhe Oberfläche weniger rauh; es bilden sich auf der Oberfläche weite, flachliegende Maschen, die immer enger und tiefer werden, bis die Oberfläche schon glatt mit tiefgehenden, engen Löchelchen wird, welche auch zuletzt verschwinden und so die Oberfläche vollständig glatt und dicht wird. Bei einiger Beobachtung ist es nicht schwierig, aus diesen Erscheinungen auf den Flüssigkeitsgrad des Eisens zu schliessen. Da aber alles Eisen, das unter Schlacke gelaufen ist, eine ganz glatte Oberfläche hat, so darf ein solches zur Beurtheilung nicht genommen werden.

Der Bruch des ganz matten Eisens ist hart, weiss und voll von hohlen Blasenräumen aus demselben Grunde, den ich bei der Besprechung über die Einwirkung von Schwefel angegeben habe; und dies ist mehr oder weniger der Fall, je nachdem man das Eisen in eiserne Coquillen oder in Sand, stark oder schwach laufen lässt. Schwach gelaufen zeigt das Eisen einen etwas weniger porösen, und in eiserne Coquillen gelaufen einen etwas weniger hartweissen Bruch.

Aus dem Entwickelten geht nun hervor, dass bei allen weissen Eisensorten mit glatter Oberfläche (zu welchen ich auch die Spiegeleisensorten rechne), sowie bei hochstrahligem Eisen mit weniger glatter Oberfläche auf die Anwesenheit von Mangan geschlossen werden kann, und aus diesem Grund die Anwesenheit von vielem Schwefel ausgeschlossen werden muss; und dass bei den ersteren Eisensorten, also den weissen mit glatter Oberfläche, da diese einen grösseren Mangangehalt enthalten müssen, selbst die gänzliche oder doch fast gänzliche Abwesenheit von Schwefel angenommen werden kann; ebenfalls dass die tiefgrauen Eisensorten mit glatter Oberfläche nicht viel Schwefel enthalten; ferner dass das Vorhandensein von Silicium beim hochmanganhaltigen Eisen gänzlich verdeckt werden kann, und dass bei den anderen Eisensorten auch keine Anhaltspunkte gegeben sind, Schlüsse auf die Anwesenheit desselben ziehen zu können, dass ich nur einen Fall hervorheben konnte, in welchem auf höheren Silicium- oder höheren Schwefelgehalt geschlossen werden könnte und schliesslich, dass ein Phosphor- und Kupfergehalt sich nach aussen gar nicht kundgiebt. Wie man sieht, giebt das Aussehen des Eisens sehr wenig Aufschluss über seine Qualität, und dieselbe kann nur sicher festgestellt werden durch die Analyse oder für die einzelnen Anwendungen durch die Verarbeitung desselben, also durch die Probe.

Nicht einmal genügenden Aufschluss über den Flüssigkeitsgrad des Eisens liefert der Bruch, da ja Graphitausscheidungen durch Ofengang, fremde Körper und mechanische Mittel verzögert oder früher hervorgerufen werden können; nur die Oberfläche einzig und allein giebt die Mittel an die Hand, einen zuverlässigen Schluss auf das flüssige Einschmelzen des Eisens zu ziehen, und unterstützt durch den Bruch lässt dieselbe in den allermeisten Fällen einen Vergleich zu hin-

sichtlich des flüssigen und hitzigen Einschmelzens verschiedener Eisensorten; und letztere Eigenschaften sind für die Praxis des Puddelprocesses von grossem Werth.

Es ist nämlich unmöglich im Hohofen stets ein Roheisen von demselben Kohlenstoffgehalt zu produciren, ja es ist immerhin schon sehr schwierig, stets ein Eisen von nur annähernd gleichem Kohlenstoffgehalt zu erblasen, und der Puddler ist deshalb gezwungen, um eine gleichmässige tägliche Production zu erhalten, durch Zusammensetzung verschiedener Eisensorten den gewünschten Durchschnittsgehalt an Kohlenstoff herzustellen. Und zur Beurtheilung des für seinen Zweck richtigen Kohlenstoffgehaltes geben dem Puddler Oberfläche und Bruch des Eisens genügenden Anhalt. Derselbe braucht nicht lange Versuche zu machen und kann sofort oder wenigstens gleich nach dem ersten Satz das Richtige in Bezug auf den Kohlenstoffgehalt der zum Verarbeiten zu verwendenden Eisensorten bestimmen. Und hierdurch kann das noch vielfach übliche Treiben mit Schlacke vermieden werden, da abgesehen von der Brennmaterialverschwendung im Hohofen durch derartiges Arbeiten die Güte des Productes sehr leicht beeinträchtigt und dadurch die Fabrikation einer stets gleichbleibenden Ware und die Beurtheilung der Roheisenqualität sehr erschwert werden. Durch derartiges Arbeiten wird der Puddelprocess, der schon ohnehin zu viel in der Hand des Puddlers liegt, noch mehr von der grösseren oder geringeren Geschicklichkeit und Zuverlässigkeit des Arbeiters abhängig, ob er sich mehr oder weniger zu schonen Willens ist. Stets wird beim Treiben mit Schlacke der Ofengang weniger heiss geführt, und vielfach erhält man durch zu spätes oder zu vieles Zusetzen von Schlacken eine steife, zähe Schlacke, die durch den Hammer nicht mehr vollständig zu entfernen ist. Auch wird das Product abhängig von der Qualität der angewandten Schlacke oder von eingeschlossenen Schmiedeeisenstückchen, die nicht genügend warm geworden, sich mit den Luppenpartikelchen nicht mehr innig zusammenschweissen und so Veranlassung werden von unganzen Stellen in fertigem Fabrikat u. s. w.

Je besser die Qualität des Roheisens ist, desto kohlenstoffärmeres Eisen (aber immer muss dasselbe noch einschmelzen) darf verpuddelt, also desto rascher der Puddelprocess durchgeführt werden; je geringer die Qualität ist, desto mehr muss der Process verlangsamt werden, um den schädlichen Bestandtheilen Zeit zu geben, sich abscheiden zu können, also desto hochgekohlteres Eisen muss verarbeitet werden. Und aus diesem Grunde wird in Steiermark nur raschgehendes Eisen verarbeitet, so dass dort in der zwölfstündigen Schicht 10 bis 11 Chargen gemacht werden können.

Die Drahtbündel-Welle.

Von R. Daelen in Düsseldorf.

(Hierzu Fig. 7 u. 8, Taf. V.)

Die Drahtbündel-Welle ist eine neue Transmissionswelle für Uebertragung grösserer Kräfte auf weitere Entfernungen als durch die gewöhnliche massive Welle oder Drahtseiltransmission erreicht wird.

Die in Fig. 7 u. 8, Taf. V in $1/2$ der nat. Gr. dargestellte Welle hat eine mittlere Stärke. Fig. 7 zeigt die Welle zum Theil im Längendurchschnitt mit Kuppelung und zum Theil in Ansicht; Fig. 8 ist ein Querschnitt.

Die Welle ist folgendermaassen zusammengesetzt: Zuerst wird ein Bündel von Segmenten *a*, *a*, welche zusammen ein Rohr bilden, gelegt; hierauf werden die ersten Drähte *b*, *b* aufgewunden, alsdann werden wieder Segmente gelegt und wieder mit Drähten umwunden u. s. f. Die aus den Segmenten gebildeten Bündel oder Röhren haben den Zweck, die Stabilität in jeder Hinsicht herzustellen und den Drähten eine feste Unterlage zu geben. Die Drähte dagegen erfüllen den Hauptzweck, nämlich die Fortpflanzung der Kraft durch ihre grosse absolute Festigkeit, wodurch auch ihre Zahl und die Stärke bestimmt wird.

Die Verkuppelung der Enden wird derart hergestellt, dass diese Welle nicht schwächer als der übrige Theil der Welle ist.

In Fig. 7 zeigt die rechte Seite den Durchschnitt einer Kuppelung. Die Hülse *c* ist aus zwei Hälften, welche mittelst der beiden Ringe *d'* an den conischen Enden so fest auf die Welle aufgepresst werden, dass hierdurch und auch durch das Aufdrücken auf die Buchse *d*, welche aus einem Stück besteht, die Verbindung so fest wird, dass ein Verdrehen der Wellenenden in der Kuppelung nicht stattfinden kann; dieselbe kann auch gleichzeitig als Lager dienen. Die linke Seite giebt eine Kuppelung, bei welcher das starke Aufziehen auf die Wellenenden dadurch erzielt wird, dass die conisch zulaufenden Zähne *g* der Buchsen *f* so stark eingepresst werden, dass dieselbe Festigkeit wie oben erzielt wird. Auf diese Weise lassen sich noch verschiedene Combinationen machen.

Auf die Frage, warum man statt der ersten Bündel nicht gleich ein gewalztes Rohr genommen hat, diene zur Antwort, dass Röhren nicht in so grossen Längen angefertigt werden, und dass durch Zusammenfügen von mehreren Theilen in der Länge der Welle die relative Festigkeit sehr beeinträchtigt werden würde. Die dargestellte Welle wiegt pro Meter $20^k,3$ und kann bei 300 Umdrehungen 50 Pferdest. fortpflanzen, eine massive runde Welle, welche gleiche Kraft bei gleicher Geschwindigkeit fortpflanzen soll, würde $45^k,15$ wiegen, die sich aber nur auf ein Viertel der Länge von derjenigen der Bündelwelle frei tragen könnte.

Die Drahtseiltransmissionen sind bis jetzt die vortheilhaftesten, um eine Kraft auf grössere Entfernungen zu übertragen. Nach den Angaben der Herren Felten & Guilleaume in Cöln haben die stärksten Seile, welche man zu diesem Zwecke verwendet, 21^{mm} Durchmesser; die Anspannung darf im Maximum nur 250^k und die grösste Seilgeschwindigkeit 25^m pro Secunde betragen; die hierzu passenden Seilscheiben haben $3^m,25$ Durchm., die grösste Geschwindigkeit dieser Scheiben ist mithin nur 150 Umdrehungen in der Minute, und die grösste Kraft, welche damit transmittirt werden kann, ist nur $27\frac{1}{2}$ Pferdest. gleich. Diese Transmissionen eignen sich mithin nicht für grosse Kräfte und auch nicht für grosse Geschwindigkeiten.

Die Dauerhaftigkeit eines Seiles wird nur auf 2 bis 3 Jahre angegeben, woraus sich schon auf häufige Reparaturen und Betriebsstörungen schliessen lässt; um diese möglichst zu vermeiden, werden 1 bis 2 Reserveseile erforderlich sein und den Betrieb sehr vertheuern. Aus dem hier Gesagten geht hervor, dass in den Transmissionen, welche den Zweck haben, grosse Kräfte oder Geschwindigkeiten auf grosse Entfernungen zu übertragen, noch etwas fehlt. Dieses Fehlende wird nun durch die Drahtbündel-Welle nicht allein ausgefüllt, sondern man hat auch noch den grossen Vortheil der Sicherheit und Dauerhaftigkeit vor den beiden anderen Systemen voraus.*)

Technische Literatur.

Mathematik.

Handbuch der Vermessungskunde von Dr. W. Jordan, Prof. der Vermessungskunde am grossherzogl. Polytechnicum zu Carlsruhe. Zweite umgearbeitete und vermehrte Auflage des „Taschenbuches der praktischen Geometrie". Lieferung 1 und 2. S. 1 bis 528. (Preis pro Lieferung 5 ℳ). Stuttgart, 1877. J. B. Metzler. —

Die vorliegenden Lieferungen 1 und 2 enthalten den ersten Theil und z. Th. den zweiten Theil des auf drei Theile berechneten Handbuches. Der erste Theil enthält einen Abriss der Methode der kleinsten Quadrate auf Grundlage des empirisch begründeten Principes der kleinsten Quadratsumme und liefert sowol die für die niedere Geodäsie nöthigen elementaren Sätze der Ausgleichungsrechnung als auch die für die höhere Geodäsie nöthigen weitergehenden Theorien.

*) Die seit der Ausstellung in Philadelphia bekannt gewordenen ähnlichen und dicht gewundenen Wellen sind biegsam (vgl. 1877, No. 13 d. W.), entsprechen also anderen Zwecken und sind auch von anderer Construction als die hier mitgetheilte Drahtwelle. Biegsame Drahtwellen wurden seit längerer Zeit schon bei kleinen Bohrmaschinen angewendet, welche die Zahnärzte zum Ausbohren der Zähne des menschlichen Gebisses mit Vortheil benutzen. D. Red. (L.)

Der zweite Theil giebt die niedere Geodäsie, nämlich die Aufnahmen für ökonomische und technische Zwecke, in selbstständiger Auffassung und Darstellung; die bezüglichen trigonometrischen und anderen Rechnungen sind recht ausführlich behandelt. Die Instrumente sind durch Holzschnitte im Text dargestellt.

Wir müssen uns indessen versagen auf den Inhalt des vortrefflich angelegten Handbuches vor dessen vollständigem Erscheinen näher einzugehen, um demnächst in zusammenhängender Weise das Ganze zu übersehen und speciell zu besprechen. M.-K.

Bauwesen.

Der Eisenhochbau der Gegenwart. Systematisch geordnete Sammlung neuerer eiserner Hochbau-Constructionen. Zum Gebrauche bei Vorlesungen und Privatstudien sowie bei dem Entwerfen, Berechnen und Veranschlagen von Eisenhochbauten zusammengestellt und mit Text begleitet von Dr. F. Heinzerling, königl. Baurath und Professor an der polytechnischen Schule zu Aachen. Erstes Heft. Mit 6 lithographirten Tafeln in Gross Doppel-Folio und 18½ Bogen Text mit 139 Holzschnitten. (Preis 14 ℳ). Aachen, 1876. J. A. Meyer. —

Das vorliegende Werk über eiserne Dachconstructionen ist in demselben Geiste geschrieben wie des Verfassers Werk über Brücken, dessen Vorzüge wir bei Besprechung der einzelnen Hefte desselben hervorgehoben haben. Passend ausgewählte Beispiele, sauber und in deutlich grossem Massstabe ausgeführte Zeichnungen der Constructionen und ihrer Details, klare statische Berechnungen und ins Einzelne durchgeführte Kostenanschläge der beschriebenen Objecte finden sich auch in dem vorliegenden Hefte, ebenso wie einleitend eine allgemeine Theorie der besprochenen Gruppe von Constructionen und speciellere Untersuchung ihrer Verbindungen und Unterstützungen sowie Anhaltspunkte für überschlägliche Kostenberechnungen. Nicht weniger interessant ist der dem technischen Material vorangeschickte geschichtliche Abriss über die Anfänge und die Fortbildung der eisernen Dachconstructionen bis zu dem heutigen Standpunkte mit seinen bedeutenden Ausführungen der verschiedensten Systeme.

Das augenblicklich vorliegende erste Heft enthält Hochbauten mit eisernen Pult- und Satteldächern und erläutert in der oben geschilderten Weise die Perronhallen der Bahnhöfe von Obercassel, Breslau für die Freiburger Bahn, Ems und Altona, die Dächer über die Reparaturwerkstatt auf Bahnhof Herrenhausen, endlich ein Satteldach mit Pultgegendach, Sägedach und Walmdach.

Den Schluss des Heftes bilden Angaben über Vergebung und Ausführung der einschlägigen Arbeiten über die Unterhaltung der Eisenconstructionen und ein specieller Literaturnachweis. R. Z.

Maschinenbau.

Elemente der Maschinenlehre für Gewerbeschulen und ähnliche Lehranstalten, sowie zum Selbstunterrichte von G. A. Marin, weil. o. ö. Professor des Maschinenbaues am Wiener Polytechnicum. Zweite Auflage. Durchgesehen und erweitert von R. Böck, o. ö. Professor der Maschinenbaukunde an der Leobener k. k. Bergakademie. Mit vielen in den Text gedruckten Holzschnitten. 503 S. Brünn, 1876. Buschack & Irrgang. —

Das vorliegende Buch, hauptsächlich für den Unterricht an Gewerbe-, Industrieschulen und dergleichen Anstalten bestimmt, behandelt dem entsprechend nur unter Voraussetzung der Kenntniss der niederen Mathematik die wichtigsten Capitel der Maschinenbaukunde und Maschinenlehre, so z. B. die Construction der hauptsächlichsten Maschinenelemente, der Regulatoren, der Hub- und Aufzugsmaschinen, der hydraulischen und Dampfmaschinen sowie der Dampfkessel in einer für solche Schulen völlig ausreichenden Ausdehnung. Dabei lassen ausserdem die einfache und klare Behandlungsart des Stoffes, die systematische Eintheilung desselben und die zahlreichen in den Text gedruckten guten Abbildungen das Buch zu dem angegebenen Zwecke als höchst geeignet erscheinen. Jedoch auch solchen Lesern, welche dem Maschinenfache ferner stehen, sich aber doch, ohne allzu tief in die Wissenschaft eindringen zu wollen, klare Begriffe von den Grundgesetzen des Maschinenbaues und der Maschinenlehre erwerben wollen, kann dasselbe empfohlen werden. U.

Dampfmaschinen.

Der Indicator. Anleitung zum Gebrauch desselben bei der Prüfung von Dampfmaschinen und zur Ermittelung des Kraftbedarfes von Arbeitsmaschinen. Von J. Völckers, Director der Zuckerfabrik und Raffinerie Ostrowo. Zweite Auflage. Erweitert und nach metrischem Mass und Gewicht bearbeitet von R. Ziebarth, Civil-Ingenieur in Berlin. Mit Holzschnitten und 7 lithographirten Tafeln. 144 S. (Preis 5 ℳ). Berlin, 1878. Rudolph Gaertner. —

Die erste Auflage dieses Werkes erschien im Jahre 1863 mit einem besonderen Vorworte des Hrn. Professor Dr. F. Grashof. Hr. Völckers machte unserem Vereine das für sein Buch mit dem Verleger ausbedungene Honorar zum Geschenk, wofür auf Antrag des Vorsitzenden der Hauptversammlung zu Braunschweig Hrn. Völckers der Dank des Vereines mit einem Beifall ausgesprochen wurde, welcher darum ein besonders lauterer war, weil der Verfasser des Buches durch seine förderliche Strebsamkeit als Vereinsmitglied allgemein hochgeschätzt, und der Gegenstand seiner neuen Arbeit als entschieden zeitgemäss bewillkommt wurde. Gleiche Würdigung hatte das Buch in weiteren Kreisen rasch gefunden. Nur die eine: das von Hrn. Professor Gust. Schmidt in Prag in der „Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereines“ im Jahrgang XV veröffentlichte Referat heben wir deshalb hervor, weil das Schmidt'sche Werk „Die Theorie der Dampfmaschine“ mehrfach als Grundlage der theoretischen Behandlung diente.

Dem längst empfundenen Bedürfniss nach einer neuen Auflage entgegen kommend hat Hr. Ziebarth sich ein Verdienst um unsere Literatur dadurch erworben, dass er die Umarbeitung der ersten Auflage, den neuen Verhältnissen Rechnung tragend übernommen hat. Dahin gehört die Umrechnung in die metrischen Masse und Gewichte, die Beschreibung des Richards'schen Indicators u. s. w. Gern hätten wir auch das so vorzügliche Amsler'sche Planimeter empfohlen gesehen, gegenüber der Simpson'schen Regel (S. 31), deren Anwendung beim Ausmessen von Hunderten von Dampfdiagrammen, wie solche bei der indicatorischen Untersuchung einer Dampfmaschine genommen zu werden pflegen, viel zu zeitraubend ist, und doch der mit dem Planimeter leicht erreichbaren Genauigkeit entbehrt.

Die (S. 63) immer noch fest gehaltene Behauptung, dass die Dampfverluste ganz besonders durch Undichtigkeiten von Schieber und Kolben verursacht werden, steht zwar im Widerspruch mit der neueren Annahme, dass die Flächencondensation im Dampfcylinder hauptsächlich jene Verluste mit sich bringt, hat aber glücklicherweise keinen Einfluss auf die hieraus gezogenen Folgerungen. Diese gipfeln in der bekannten, einfachen Völckers'schen Verlustformel (Gl. 50), welche immer noch als die mit der Erfahrung am besten übereinstimmende anerkannt wird.

Das Verständniss für den Werth von indicatorischen Messungen von Motoren und Arbeitsmaschinen hat erfreulicher Weise derartige Fortschritte gemacht, dass wol eher als wieder nach 15 Jahren eine dritte Auflage nothwendig werden dürfte. Bei der Bearbeitung dieser wird man sich dann vielleicht unserer obigen Bemerkungen erinnern, und auch den Zweicylinder-Maschinen Beachtung schenken.

Seitens des Hrn. Verlegers ist die Ausstattung dieser Auflage gleich der ersten, und diese war bekanntlich untadelhaft. R. W.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 3. Märzheft.

Abhandlungen.

Die Quellwasserleitung der Stadt Frankfurt a/M.

Von **Fr. Marx.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Siegener Bezirksvereines vom 29. September 1877.)

(Schluss von Seite 29.)

Die zweite nordwestliche Gruppe umfasst:
den Aderborn,
- Born am Wehr,
- - am Busch,
- Lohfiukborn uud
die Quellen des Aderweihers.

Diese Gruppe liegt am nördlichen Ende des Ortes Fischboru, zum Theil unmittelbar bei den Häusern und erforderte den Ankauf bezw. Abbruch von mehreren derselben. Bei der weiteren Aufdeckung dieser Quelleu fand sich eine flachliegende dichte Thonschicht, die den oberen Theil des von Osten her zuziehenden Wassers abdämmte und so unter dem Einfluss des durchwurzelten Bodens intensiv zersetzeud auf das unterliegende stark eisenschüssige Basaltgerölle einwirkte und rothen Lehm anschwemmte. Die vorstehend angeführte oberflächliche Thonschicht musste bei der Fassung durchschnitten, uud die gesammten Wasser auf eine tiefere Sohle gebracht werden. Obgleich der Thon tief eingeschlämmt war, so fand sich doch unter demselhen ein intactes Basaltgerölle in söhliger Lage, wodurch die tiefer gelegten Quellen isolirt und in einer gemeinschaftlichen Kammer gesammelt werden konuten. Hiernach gestaltete sich das Wasser auch in dieser Gruppe vollkommen gleichartig und constaut.

In der dritten südlichen Gruppe, welche man von Birsteiu aus zunächst erreicht, liegen die Quellen des ehemaligen alten Seeweihers und der Wehmersborn. Bei der Aufräumung und Fassung der Quellen dieser Gruppe fand sich eiue obere schwer durchlässige Lehmbodeuschicht, welche durchfurcht werden musste, um die Wasserlage auf tiefer liegendes Gestein zu führen. Durch Abmauerung und Betonirung ist das Eindringen des Tagewassers verhindert und ergab das Resultat der qualitativen Analyse ein gleich gutes Ergebniss wie bei den beiden ersten Gruppen.

Was im Allgemeinen die Fassung der Fischborner Quellen am Vogelsberg betrifft, so ist dieselbe mit jeder erdenklichen Sorgfalt vollständig gelungen ausgeführt. Das umliegende Terrain ist angekauft und eingefriedigt, dabei sind mit wahrhaft ängstlicher Gewissenhaftigkeit überall Gräben zur Ableitung des Tagewassers gezogen worden. Hiermit dürfte die gute Qualität des Wassers, allerdings mit grossem Kostenaufwande, für immer sicher gestellt sein; auch hat man darauf Bedacht genommen, dass alle Fassungen zugänglich sind und jederzeit beobachtet werden können.

Die Fischborner Quellen zeigen bezüglich ihres quantitativen Ergebnisses eine ziemlich vereinzelt dastehende Beständigkeit. Es lässt sich selbst in der trockensten Jahreszeit ebenso wenig eine erhebliche Wasserabnahme wie eine wesentliche Steigerung bei Regenzeit oder nach Abgang der oft bedeutenden Schneemassen von den umgebenden Höhen constatiren. Die Minimalergiebigkeit der Fischborner Quellen ist:

pro Secunde . . . $0^{cbm},1037$
- 24 Stunden . . $8961^{cbm},840$.

Rücksichtlich einer gleichmässigen niedrigen Temperatur zeigt das Wasser der in Rede stehenden Quellen nur geringe Schwankungen. Das Wärmemaximum ist ungefähr 11,6° C. oder 9,3° R.

Soweit die Leitung behufs Abführung der Quellen keinen inneren Druck auszuhalten hat, was bis zur Sammelkammer oberhalb Birsteiu der Fall ist, sind Cementrohre aus der Fabrik von Dyckerhoff & Widmann zu Biebrich angewendet, welche aus etwa 3 Theilen reinem scharfen Rheinquarzsand und 1 Theil bestem Amöneburger Portland-Cement gefertigt und im Inneren gut geschliffen sind, um die Reibung auf das geringste Mass zu reduciren. Ueber die Qualität dieser Cementröhren sowie über das Legen derselben, welches von derselben Firma besorgt worden ist, sprach man sich

sehr zufrieden aus. Zur Prüfung der Güte der Cementröhren sind Gefässe aus Masse gleicher Zusammensetzung angefertigt und mehrere Wochen mit dem Wasser der Quellen gefüllt gehalten, wobei sich keinerlei Vermehrung der fixen Bestandtheile des Wassers ergab. Während seines Laufes durch die Cementröhren ist das Wasser den Wärmeschwankungen des Bodens am wenigsten ausgesetzt und ergaben sich bei dem Sammelbassin vor Birstein nur Veränderungen von 0,4 bis 0,5 Grad über und unter der Mitteltemperatur. —

Die Quellenfassungs-Anlagen im Vogelsberg und Spessart in Betreff der Minimalergiebigkeit des Flächeninhaltes des Quellengebietes, die Länge der Canäle und Leitungen sind in Tabelle I zusammengestellt.

Auf die Leitung selbst vom Vogelsberg und Spessart bis zur Zusammenführung beider im Reservoir auf dem Aspenhainer Kopf komme ich später zurück.

Ueber die Quellenfassung sowie die hiermit zum Theil verbundenen rein bergmännischen Arbeiten im Spessart, bin ich nicht in der Lage aus eigener Anschauung berichten zu können. Indem jedoch die Fassungs- und Zusammenführungsarbeiten im Spessart beziehentlich Bieber- und Casselgrunde, wesentlich verschieden sind von denen bei den Fischborner Quellen am Vogelsberg, so gestatte ich mir das anzuführen, was mir darüber mitgetheilt, und was ich dem Berichte des Hrn. Dr. G. Kerner vom 15. April 1874, sowie dem Berichte der Direction in der Generalversammlung am 29. April 1876 entnehme. Diesen Berichten, deren gütige Zusendung ich Hrn. Ingenieur Carl Friedrich verdanke, sind auch die Tabellen entnommen.

Die Quellen am Spessart entspringen, wie bereits erwähnt, einem sehr zerklüfteten Buntsandstein, wobei sich bei der Aufdeckung zwischen dem festen Gestein Sand- und Lettenlager fanden. Bei dem Vordringen in so zerklüftetem Gestein kommt es vor, dass sich das Niveau des Wasserspiegels so tief senkt, bis sich eine undurchlässige Schicht findet. Es musste daher bei den Fassungsarbeiten entsprechende Vorsicht darauf verwendet werden, dass ein Entweichen des Wassers verhütet wurde, und hat man hierbei folgende Grundsätze gelten lassen.

1) Jeden einzelnen Wasserlauf, im Gegensatz zu den bei vielen anderen Wasserleitungen angewandten Sickerungen und Drainirungen getrennt für sich, womöglich in festem Gestein und in genügender Tiefe, welche mindestens 2^{m} betragen muss, zu fassen.

2) Die Quellen gegen das Eindringen von Wildwasser vollkommen zu schützen.

3) Durch selbstwirkende Ueberläufe ins Freie einen Rückstau des Wassers bis an die Stelle, an welcher die Quelle in den Fassungsraum eintritt, thunlichst zu vermeiden.

4) Den Zugang zu den Quellen und den Zutritt von frischer Luft zwar zu ermöglichen, jedoch durch Trennung der Vor- und Schieberkammern von den eigentlichen Wasserkammern und Fassungscanälen und

Tabelle I.

Quellenfassungs-Anlagen im Vogelsberg und Spessart.

Quellengebiet	Minimalergiebigkeit der Quellen pro Secunde (Cub. Met.)	Minimalergiebigkeit pro 24 Stund. (Cub.-Meter)	Flächeninhalt des Quellengebietes (Hkt.)	(Are)	(Qu. Met.)	Regenhöhe in Centimeter pro Jahr etwa	Länge der Quellenfassungscanäle zugänglich (laufende Meter)	nicht zugänglich (laufende Meter)	Anzahl der Brunnenkammern	Sammelkammern an den Quellen	Sammelkammern in der Canalleitung	Luftschächte	Ueberlaufkammern	Reductionskammern	Gangbare Leitungsstolln (laufende Meter)	Eisenrohrleitungen, Innere Durchmesser in Meter 0,456	0,36	0,28	0,18	Bleirohrleitungen D 0,05	Canalleitungen aus kreisrunden Cementröhren, bei welchen der Wasserquerschnitt einem Centriwinkel = 308° entspricht, Innere Durchmesser in Meter 0,60	0,45	0,36	0,30	0,24	0,18	Summa laufende Meter	Ablaufleitungen aus Cementröhren D = 0,09 bis 0,60 (laufende Meter)
Vogelsberg Basaltgebirge	0,1037	8961,840	19	50	—	78,308	118,40	1658,30	3	10	4	4	2	3	—	—	227,0	183,95	—	165,80	—	1914,92	823,08	339,30	192,66	—	3269,96	700
Spessart zerklüftetes Sandsteingebirge	0,0737	6372,864	29	—	—	93,095	137,00	72,00	9	6	13	3	11	3	1777,0	486,98	—	—	50	—	3266,25	1867,48	1149,05	1761,35	121,0	1102,30	9267,43	1000
	0,1774	15334,704	48	50	—		255,40	1730,30	12	16	17	7	13	6	1777,0	486,98	227,0	183,95	50	165,80	3266,25	3782,40	1972,13	2100,65	313,66	1102,30	12537,39	1700

durch Verschluss mittelst eiserner Thüren und Drahtgitter jeder Verunreinigung des Wassers vorzubeugen.

5) Durch Wehranlagen und Ablassvorrichtungen die Ausschaltung jeder einzelnen Quelle für sich und die Reinigung der Kammern und Canäle ausführbar zu machen, ohne hierfür die Ableitung der übrigen Quellen stören oder unterbrechen zu müssen.

6) Die Dimensionen der Canäle, Kammern, Wehre, Ablässe und Abläufe so zu bestimmen, dass bei jeder Quelle die in dem Jahre 1871 ermittelte Maximalwassermenge abgeleitet werden kann.

Auf diese Weise sind nun folgende Quellen mit der grössten Sorgfalt und unter Verwendung der besten Materialien gefasst:

a) im Casselgrund:
 der Gieserborn,
 - Breitenbborn,
 - Langenborn,
 - Hummelsborn;

b) im Stolln Casselgrund - Büchenbachthal: vier kleine Quellen;

c) im Biebergrund:
 Elsebachquelle,
 Steinborn,
 Dachsborn,
 Untermüller,
 Obermüller,
 Glasborn,
 Grosse und kleine Bieberquelle.

Im Gegensatz zu den Quellen am Vogelsberg, welche auf einem verhältnissmässig wenig ausgedehnten Gebiet entspringen, liegen die Spessartquellen vereinzelt im Walde, und der directe Abstand der beiden äussersten Quellen beträgt 10^{km}. Durch einen hohen Bergrücken wird das Quellengebiet im Cassel- und Biebergrund von einander getrennt, was den Durchhieb dieses Berges mittelst zweier fahrbarer Stolln erforderte, um beide Quellengebiete zweckmässig am sogenannten Gieserborn zu vereinigen.

Der Hieb dieser Stolln wurde durch Gegenortsbetrieb geführt, und obgleich das Vordringen in festem Gestein sowie grossem Wasserandrang erschwert war, betrug der Ausbruch ohne Rücksicht der Störungen und Unterbrechungen pro 24 Stunden im Durchschnitt:

Stolln I	im Casselgrund	$= 0^{m},67$
desgl.	im Büchelbachthal	$= 0^{m},84$
Stolln II	im Büchelbachthal	$= 0^{m},84$
desgl.	im Elsebachthal	$= 1^{m},29$.

Stellenweise betrug der Forthieb an einzelnen Tagen $2^{m},36$. Die Dimensionen dieser Stolln, deren Ausmauerung sind in der Tabelle II zusammengestellt, und wird noch bemerkt, dass beim Durchhieb der Gegenörter beide Stolln sowol in der Richtung als auch in dem Niveauverhältnisse genau stimmten. Auch in den erwähnten Stolln wird das Wasser durch kreisrunde Cementröhren von $0^{m},60$ Durchm. geleitet. Nachdem die ganze Leitung fertig gelegt war, ist sie mittelst einer Wassersäule von 3^{m} auf Festigkeit und Dichtigkeit geprüft worden.

Hinsichtlich der Quantität unterscheiden sich die Quellen im Bieber- und Casselgrund wesentlich von den Fischborner Quellen; während die letzteren, wie erwähnt, sich durch eine unwandelbare Gleichmässigkeit auszeichnen, sind die ersteren von den meteorologischen Niederschlägen beeinflusst und wechseln von einem Minimum bis zu einer 6 bis 10fachen Maximalergiebigkeit. —

Nachdem im Vorgehenden die Quellenfassung des Bieber- und Casselgrundes im Spessart und deren Zusammenführung im Gieserborn sowie die Quellenfassung der Fischborner Quellen und Leitung bis zum Sammelbassin oberhalb Birstein beschrieben ist, dürfte nunmehr die Fortführung der Leitung von den genannten Sammelpunkten bis zum Vereinigungspunkt beider am Aspenhainerkopf nur weniger Worte bedürfen. Die Leitungen von beiden Quellengebieten bis zum Reservoir auf dem Aspenhainerkopf unweit Gelnhausen bestehen aus gusseisernen Röhren, welche meistens den Strassen und Wegen folgen und im Durchschnitt 2^{m} tief in den Boden eingelegt sind. Die Fischbornerquellen am Vogels-

Tabelle II.

Bezeichnung der Stolln	Gesammtlänge (Meter)	Lichtes Profil exclusive Ausbruch für Ausmauerung (Meter)	Zeit des Beginnes der Arbeiten an den Voreinschnitten	Ausbruch aus den Voreinschnitten (Cubik-Meter)	Länge der von den einzelnen Stollnmündungen aus vorgetriebenen Strecken (Meter)	Mit Ausmauerung: Widerlager-Gewölbe (Meter)	Mit Ausmauerung: Stützmauern (Meter)	Ohne Ausmauerung in Felsen (Meter)
I. Casselgrund - Büchelbachthal	1022	Lichte Höhe = 1,8. Lichte Breite = 1,8.	Casselgrund 1. Novbr. 1872	397	522,00	567,60	229,00	225,40
			Büchelbachthal 18. Novbr. 1873	2688	500,00			
II. Büchelbachthal - Elsebachthal	755		Büchelbachthal 5. Febr. 1874	3105	310,88	686,45	8,00	60,55
			Elsebachthal 19. Febr. 1874	339	444,12			
Summa	1777			6529	1777,00	1254,05	237,00	285,95

berg liegen 90^m^, die Sammelkammer Gieserborn am Spessart 10^m^ über dem Reservoir des Aspenhainerkopfes. Die Länge der Röhrenleitung, Durchmesser sind in der Tabelle III in den Zeilen III und IV näher beschrieben. An denjenigen Stellen, wo sich die Druckhöhe wesentlich ändert, sind in den Leitungen Manometer angebracht, welche überwacht und stets beobachtet werden. Im Reservoir auf dem Aspenhainerkopf vereinigt sich die Leitung beider Quellengebiete, wo das Wasser in gewaltigen Strömen austritt und in den Sammelkammern Aufnahme findet. Vom Aspenhainerkopf ist die gusseiserne Röhrenleitung bis zum Hochbehälter an der Friedberger Warte bei Frankfurt, unterwegs aber der grossen Länge von 45 315^m^,85 wegen über eine Bergkuppe, die Abstbecke bei Langenselbald geführt, damit bei etwa nothwendig werdender Entleerung des Stranges immer nur ein Theil sich entleert, während der andere gefüllt bleibt. Eine derartige Bergüberführung würden die Römer durch ihre bogenreichen Aquaducte ersetzt haben, welche für ihren Kunstsinn ein glänzenderes Zeugniss ablegen als für ihre physikalischen Kenntnisse. Weil die Bergkuppe Abstbecke die Höhe der Drucklinie nicht ganz erreicht, so wurde, um nichts an der Druckhöhe zu verlieren, ein Thurm erbaut und darin ein Standrohr über die Leitung gesetzt, in welchem das Wasser bis zur entsprechenden Höhe der Drucklinie aufsteigen kann. In Tabelle III sind in Zeile II und I die Länge der Rohrleitung u. s. w. vom Aspenhainerkopf bis Wasserthurm Abstbecke und von da bis zum Hochbehälter an der Friedberger Warte bei Frankfurt zusammengestellt. Die ganze Leitung sowie die Anlagen der Quellenfassung wird von besonders hierzu angestellten Wächtern überwacht; ferner ist auch eine directe telegraphische Verbindung dadurch hergestellt, dass in der Leitung des Staatstelegraphen ein besonderer Draht für die Quellwasserleitung angebracht ist. Das Wasserquantum, welches die Actien-Gesellschaft gegenüber der Stadt Frankfurt zu liefern sich verpflichtet hatte, betrug 600 000 Frankfurter Cubikfuss in 24 Stunden. Unter dem 19. und 20. December 1875 wurde im Beisein der städtischen Bau-Deputation die Messung des Wasserquantums im Reservoir zu Frankfurt vollzogen, und betrug der Zulauf in 24 Stunden 679836 Frankfurter Cubikfuss = 15 673^cbm^. Somit hat die Gesellschaft ihre in Bezug der Leistungsfähigkeit gegenüber der Stadt eingegangene Verbindlichkeit vollkommen erfüllt. Während der Messung wurde die Zuleitung durch Organe des städtischen Ingenieurbüreau überwacht; der Zustand der Zuleitung und der Quellenfassungsanlagen war während und vor der Messung ein normaler, und wurde die Richtigkeit der Messung durch ein am 20. December 1875 von der Bau-Deputation und der Direction vollzogenes Protokoll anerkannt. Noch führe ich an, dass die atmosphärischen Niederschläge (Regenhöhe), sowie die Lufttemperatur an den Quellen täglich beobachtet werden.

Das Wasserquantum, welches in verschiedenen Städten pro Tag und Kopf consumirt wird, ist sehr

Tabelle III.

Anlage der Zuleitung von den Quellen im Vogelsberg und Spessart.

Siphon (Wasserbehälter)	Bezeichnung der Strecken	Innerer Durchmesser	Länge der Leitungen	Ueberdruck	Gefäll der Drucklinie	Maximaldruck in der Leitung	Wassermenge pro Secunde		Wassermenge pro Tag		Besondere Anlagen: Absperrschieber	Ablassscheiben $D=0,30$	Ablassscheiben $D=0,20$	Luftventile	Manometerstationen	Schmiedeeisenröhren unter Eisenbahn	Schmiedeeisenröhren unter Wasserlauf	Ableitungen: Cement- und Thonröhren D 0,30	Cement- und Thonröhren D 0,20	Gussröhren D 0,30
		Meter	lfd. Meter	Meter	pCt.	Atm.	Cub.-Fuss	Cub.-Meter	Cub.-Fuss	Cub.-Meter						lfd. Meter		laufende Meter		
I	Sammelkammer bei Frankfurt bis Wasserthurm Abtshecke	0,533	28 915,40	98 209	0,2167	7,78	9,410	0,21695	813 024	18 744,48	5	11	—	10	3	12,0	—	61,0	—	—
II	Wasserthurm Abtshecke bis Reservoir Aspenhainer Kopf	0,533	16 400,45			10,00					7	10	—	9	2	6,0	—	90,0	—	—
III Vogelsberg	Reservoir Aspenhainer Kopf bis Sammelkammer bei Birstein	0,36	16 819,19	76 000	0,451	13,33	5,19	0,1202	448 416	10 385,28	10	—	11	11	3	—	—	—	60,0	—
IV Spessart	Reservoir Aspenhainer Kopf	0,156	527,60 } 7502,66	1,420 } 9,773	0,269	10,97	6,717	0,15450	580 348,8	13 349,40										
	Brunnenkammer Gieserborn	0,533	6975,00	8,353	0,119						3	4	—	4	4	—	17,0	804,0	—	90,0
	Summa		69 637,84								25	25	11	34	12	18,0	17,0	955,0	60,0	90,0

verschieden. So beträgt dasselbe in London 112, Brüssel 80, München 80 und in Paris 69^l. Für den alleinigen Bedarf der Haushaltungen, also ohne Rücksicht auf alle weiteren Zwecke, hält man in Frankreich im Allgemeinen ein Wasserquantum von 20^l täglich pro Kopf für ausreichend. Bei den Ermittelungen über den erforderlichen Wasserbedarf zu allen Zwecken ist der Consum für Frankfurt generaliter für jeden Kopf der Bevölkerung auf 138^l berechnet, von denen 4^l als Genusswasser gerechnet sind. Nimmt man für Kochwasser $2^l,5$ an, so bleiben noch $1^l,5$ eigentliches Trinkwasser, eine allerdings schon hohe Durchschnittszahl.

Die derzeitige Einwohnerzahl von Frankfurt einschliesslich 3000 Mann Besatzung beträgt 108 000; es kommen somit in 24 Stunden 145^l Quellwasser pro Kopf.

Nachdem im Vorgehenden die Quantität des Wassers der Frankfurter Quellwasserleitung angeführt ist, dürfte nunmehr die Qualität desselben nicht zu übergehen sein.

Gutes Trinkwasser soll im Allgemeinen von kohlensaurem Kalk und etwas kohlensaurer Magnesia mässig hart, hinreichend kühl, luft- und kohlensäurehaltig sein. Allerdings entscheiden Vorurtheil und Gewohnheit ebenso sehr über die Qualität eines guten Trink- und Nutzwassers wie feste wissenschaftliche Thatsachen. Immerhin haben sich bei den in den letzten Jahren zahlreich angelegten neuen Wasserleitungen grosser Städte allgemeine praktische Grundsätze über die Erfordernisse eines guten Trinkwassers ausgebildet, und wird meistens nach den Arbeiten der Wiener Wasser-Commission und des Brüsseler Sanitäts-Congresses die Qualität des Wassers beurtheilt. Nach diesen Arbeiten sollen in einem guten Wasser die Summe aller gelösten Bestandtheile auf 100000 Theile Wasser nicht 50, und die Gesammthärte d. h. die Summe der alkalischen Erden nicht 18 überschreiten. In manchen Gegenden entspricht allerdings kein einziges Brunnenwasser diesen Anforderungen, da ein geringerer Gehalt an festen Bestandtheilen als von 60 bis 70 nicht erreicht wird; in anderen Gegenden übersteigt die Gesammthärte die Zahl 18 bedeutend, und doch wird das Wasser als besonders gutes Trinkwasser gerühmt, da die Annehmlichkeit des Geschmackes hier wesentlich durch den Gehalt an freier Kohlensäure bedingt wird. Immerhin gewähren aber obige Zahlen ein gutes Anhalten.

Eine vollständige Analyse des Quellenwassers vom Vogelsberg und Spessart ergiebt folgende Resultate:

In einer im October 1873 aus dem Bassin des Aspenhainer Kopfes entnommenen Wasserprobe der Vogelsbergerquellen waren enthalten in je 1000 Theilen:

Chlornatrium	0,008364
Kohlensaures Natron . .	0,007991
Schwefelsaurer Kalk . .	0,004344
Kohlensaurer Kalk . . .	0,031188
Kohlensaure Magnesia .	0,033205
Kieselsäure	0,029030
Huminsubstanz	0,002810
Feste Bestandtheile . .	0,111932

Im März des Jahres 1874 ergab sodann die Analyse des krystallklaren Wassers im Hochreservoir zu Frankfurt folgende Resultate aus 1000 Theilen:

Chlornatrium	0,003055
Kohlensaures Natron . .	0,007843
Schwefelsaurer Kalk . .	0,004260
Kohlensaurer Kalk . . .	0,031040
Kohlensaure Magnesia .	0,031522
Kieselsäure	0,027808
Huminsubstanz	0,001600
Fester Rückstand . . .	0,107128 Promille.

Die Mineralsubstanzen des Wassers der Spessartquellen betragen im Liter:

Chlornatrium	0,003723
Schwefelsaurer Kalk . .	0,001984
Kohlensaures Natron . .	0,002321
Kohlensaurer Kalk . .	0,001532
Kohlensaure Magnesia .	0,000132
Kieselsäure	0,006963
	0,016655
Im Juni 1873 waren darin noch enthalten Spuren von Salpetersäure, Eisen, Thonerde und organischer Substanz	0,003544
Gesammtmenge der festen Substanzen überhaupt .	0,020199 Promille.

Die Gesammtmenge fester Substanzen dieses Wassers lässt sich im Durchschnitt zu 0,0638 bis 0,0733 im Liter annehmen. Das Wasser der Wiener Wasserleitung enthält 0,1767 feste Bestandtheile im Liter.

Die Temperatur des Wassers in dem Hochbehälter zu Frankfurt ist 9 bis 10° R. —

Hinsichtlich der Wasserleitung sowie der Vertheilung innerhalb der Stadt verweise ich auf die schon erwähnte Festschrift und führe hieraus das Wesentliche an. Dem Hochbehälter an der Friedberger Warte, welcher im Norden der Stadt liegt, ist gegenüber an der südlichen Stadtgrenze der Gegenbehälter erbaut, welcher mit seinem Wasserspiegel 5^m unter dem des Hochbehälters liegt. Der Fassungsraum des Hochbehälters ist 12300^{cbm}, der des Gegenbehälters 6200^{cbm} zusammen 18500^{cbm} bei fertigem Bau des letzteren, von welchem zur Zeit nur eine Hälfte mit einem Fassungsraum von 3100^{cbm} zur Ausführung gelangt ist. Der Hauptleitungsstrang innerhalb der Stadt hat $0^m,600$ Durchm. Das Vertheilungsnetz ist vollständig nach dem Kreislaufsystem angelegt, besteht aus gusseisernen Röhren von 100 bis 600^{mm} Weite und hat eine Ausdehnung von 110230^m. Das Netz enthält 28 Theilkasten, 786 Absperrschieber, 201 Ablassschieber, 11 Luftventile, 1068 Hydranten, 143 Zapfbrunnen, 3 Laufbrunnen und 4 Springbrunnen.

Die Privatleitungen werden bis zum Eintritt in das Haus aus gusseisernen Rohren von 50^{mm} Durchm., im Inneren des Hauses aus geschwefelten Bleiröhren hergestellt. Bei denjenigen Häusern, welche noch nicht die Leitung haben, sowie bei Grundstücken, die sich

zu Bauplätzen eignen, sind, um die Röhren später nicht anbohren zu müssen, Abzweigstutzen mit Flanschabgang von 50^{mm} Weite eingelegt und mit gusseisernem Deckel, Bleiring und Schrauben so lange dicht verschlossen, bis der Anschluss der Privatleitung erfolgt. Am 15. Mai 1877 war der Anschluss der Privatleitungen von 3821 Häusern mit der Hauptleitung hergestellt, während die ganze Häuserzahl 7000 beträgt. Die bis dahin ausgeführten Privatleitungen enthalten: 15450 Stück Zapfventile, 2500 Waschbecken, 940 Bäder, 13870 Closets, 1260 Pissoirs, 80 Hausbrunnen, 550 Zapfventile mit Schlauchverschraubungen, 340 Feuerhähne, 1900 Gartenhydranten und 180 Springbrunnen.

Soweit das verbrauchte Wasserquantum nicht durch Wassermesser bestimmt wird, erfolgt die Abgabe in den Privathäusern nach Bedarf und gegen Bezahlung eines jährlichen Wassergeldes von 4 pCt. des Miethwerthes der betreffenden Wohnung. Der Gesammtkostenaufwand der ganzen Anlage beträgt rund 9000000 ℳ, welche Summe der Gesellschaft von Seiten der Stadt vergütet worden ist.

Der Rechnungsabschluss des Jahres 1875 ergiebt:

Einnahme	ℳ 434253,82
hiervon Betriebskosten .	- 196397,23
Netto-Einnahme . . .	ℳ 237856,59.

Am Schlusse des Jahres 1875 war allerdings der Anschluss der Privatleitungen von nur 2844 Wohnhäusern, 11695 Zapfventilen, 1980 Waschbecken, 641 Bädern, 9099 Closets, 855 Pissoirs, 64 Hausbrunnen, 446 Zapfventilen mit Schlauchverschraubungen, 282 Feuerhähnen, 1180 Gartenhydranten und 164 Springbrunnen erfolgt.

Das grosse Werk mit seinen ausgedehnten Anlagen ist in einer vierjährigen Bauzeit seinem Zweck entsprechend und zum Wohle der Stadt Frankfurt vollendet worden.

Die Arbeit des Dampfes in der Dampfmaschine.

Von **Chr. Geber.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines vom 13. Mai 1877.)

(Hierzu Blatt 5 und 6.)

Die Vorträge, welche Hr. Käuffer im vorigen Jahre in unserem Vereine gehalten hat über die Arbeit des Dampfes in der Dampfmaschine (Bd. XX, S. 569 und Bd. XXI, S. 339 d. Z.), haben mich veranlasst, über die gleiche Sache zu sprechen.

Ich fühle mich hierzu verpflichtet, weil der Eindruck jener Vorträge den Glauben erweckt, als sei die Theorie des gesättigten Wasserdampfes noch wenig ausgebildet, und die Resultate derselben von massgebenden Fachmännern noch nicht anerkannt. Hr. Käuffer hat uns gesagt, dass er durch Vergleiche der Theorie mit den Resultaten seiner Versuche von der Nothwendigkeit oder Zweckmässigkeit überzeugt wurde, sich eine eigene Berechnungsweise zu schaffen, die klarer und mindestens so zuverlässig sein soll als die von den Theoretikern angegebene Methode.

Wenn uns Hr. Käuffer einen Vergleich der Resultate seines Verfahrens gebracht hätte mit denen des Verfahrens der Theorie, so hätten wir sofort beurtheilen können, worin der Vortheil seiner Methode liegt.

Diesen Vergleich werde ich nun in aller Kürze durchführen, und wird dann zu ersehen sein, wie sich das neue Verfahren von dem der Theorie unterscheidet.

Zunächst sind die Punkte hervorzuheben, welche Hr. Käuffer als abweichend von der allgemeinen Anschauungsweise anführt und welche deshalb die Eigenthümlichkeit seines Verfahrens bedingen sollen.

Als den Schwerpunkt seiner Gedankenreihe giebt er uns die Erklärungsweise der Entstehung der Arbeitskraft des Dampfes an. Es wird angeführt, dass die Arbeit des Dampfes in Expansionsmaschinen aus zwei Theilen besteht, und dass diese Theilung bisher noch nicht geschehen sei; dieses Uebersehen habe manchen Theoretiker auf falsche Wege geleitet.

Diese nach Hrn. Käuffer neuen Summanden der Arbeit sind

1) die Arbeit vom Kessel
2) die Arbeit vom expandirenden Dampf,

und giebt er an, dass dies seine eigenthümliche Anschauung sei, die er uns, weil sie nach seiner Meinung neu, zu begründen für nöthig erachtet.

An dieser Stelle wird gesagt, dass in jedem Lehrbuch der Dampf als motorische Substanz aufgeführt sei, und dass der Kessel der Generator des Dampfes sei, und dass also nur der Dampf und nicht auch der Kessel Arbeit leistet.

Nun findet man aber in dem Sinne, wie Hr. Käuffer die Arbeit trennt, die Trennung in jedem massgebenden Lehrbuch durchgeführt. Ob wir die Arbeit während der Einströmung des Dampfes in den Cylinder „Volldruck-Dampfarbeit“ nennen oder „Arbeit vom Kessel“, das ist an sich ziemlich gleichgiltig; denn jedenfalls liesse sich entgegen der Ausdrucksweise des Hrn. Käuffer sagen, dass der Kessel alle Arbeit leistet, die in der Maschine geleistet wird, und wiederum etwas ängstlicher, dass die Verbrennungswärme des Brennstoffes diese Arbeit leistet u. s. w.

Wir haben ja viele Ausdrücke, die an sich in Bezug auf directen Sinn zu tadeln sind, wie z. B. der Ausdruck „lebendige Kraft“ auch heute noch beibehalten wird, trotzdem wir keine lebenden und todten Kräfte unterscheiden. Es ist also die Bedeutung des Ausdruckes massgebend, und wenn wir nun in der „Maschinenlehre“ von Grashof nachsehen, so finden wir,

dass einer der ersten Hauptgrundsätze dieser Theorie, betreffend die Aequivalenz von Arbeit und Wärme, sagt, dass zur Veränderung des sogenannten inneren Arbeitsvermögens eines Körpers unter Aufwendung von Wärme Deformation stattfinden muss, d. h. es muss eine Volumenveränderung eintreten (a. a. O. S. 61). Es ist dies ein ganz allgemein giltiger Grundsatz, der auf den Dampf angewendet sagt, dass der Dampf auf Kosten seines inneren Arbeitsvermögens nur durch Expansion Arbeit verrichten kann.

Es ist hier inneres Arbeitsvermögen gesagt, weil man unter äusserem Arbeitsvermögen die sogenannte lebendige Kraft eines Körpers versteht.

Dieser kurze Hinweis auf die bezügliche Stelle des Vortrages von Hrn. Käuffer zeigt doch deutlich, dass hiernach nicht die Rede davon sein kann, dass der sogenannte Volldruckdampf in der Dampfmaschine die Arbeit leistet auf Kosten seines Arbeitsvermögens, weil er eben nicht eine Aenderung seines specifischen Volumens erleidet. Da also der Dampf bei der Volldruckperiode in den Cylinder bei constantem Druck vom Kessel aus einströmt, so ist dies einzig nur dann möglich, wenn der vom Kessel abströmende Dampf gleichzeitig im Kessel selbst ersetzt wird. Der neu entwickelte Dampf erleidet hierbei die Volumenvergrösserung im Moment der Verdampfung, und genau dieser Volumenzunahme muss dann die sogenannte Volldruckarbeit im Cylinder entsprechen. Wir machen also im Cylinder bei der Volldruckperiode den Theil der sogenannten Verdampfungswärme des Wassers nutzbar, der der Volumenzunahme bei der Verdampfung entspricht.

Die Bezeichnung: Verdampfungswärme hat Clausius eingeführt und versteht darunter die Wärmemenge, welche einer Flüssigkeit von der Temperatur t zugeführt werden muss, um diese in gesättigten Dampf von derselben Temperatur t zu verwandeln, wenn dabei der äussere Druck constant gleich derjenigen Pressung p ist, die der Temperatur t des betreffenden gesättigten Dampfes entspricht (Grashof, S. 146).

Diese Verdampfungswärme einer Flüssigkeit besteht nun

1) aus dem Theil (mit ϱ bezeichnet), welcher nöthig ist, um die Aenderung der Aggregatform, d. h. die Verdampfung selbst zu bewirken (innere Verdampfungswärme),

2) dem Theil $= A\,p\,\varDelta$, welcher der Expansionsarbeit bei der Verdampfung unter dem specifischen Druck $= p$ entspricht (äussere Verdampfungswärme). Die sogenannte specifische Verdampfungswärme, gewöhnlich latente Wärme genannt, wird mit r bezeichnet und also in der Form dargestellt

$$r = \varrho + A\,p\,\varDelta,$$

hierin ist mit $A = {}^1/_{424}$ der Wärmewerth der Arbeitseinheit bezeichnet, p ist der constant vorausgesetzte Druck des Dampfes von der Temperatur t und $\varDelta$ die specifische Volumenzunahme bei der Verdampfung.

Diese beiden Theile von r brauchen nicht empirisch bestimmt zu werden, da der Theil $A\,p\,\varDelta$ nach einer allgemeinen Gleichung der mechanischen Wärmetheorie berechnet werden kann. Den Gesammtwerth r dagegen hat Regnault durch Versuche bestimmt.

So kennt man also $A\,p\,\varDelta$ und r und hat folglich:

$$\varrho = r - A\,p\,\varDelta.$$

Für die Grösse r hat Regnault für Wasser den Ausdruck gefunden:

$$r = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3,$$

und bedeutet t die Temperatur des Wassers bei der Verdampfung entsprechend dem Drucke p.

Man sieht also, dass r mit zunehmender Temperatur abnimmt, d. h., dass je höher die Temperatur des Wassers ist, um so geringer ist die erforderliche Wärmemenge, um es in Dampf von derselben Temperatur zu verwandeln.

Diese Formel für die Verdampfungswärme sagt also klar und bestimmt, dass Dampf von höherer Temperatur eine geringere Verdampfungswärme hat als solcher von niederer Temperatur, oder wegen der Gleichheit der Ausdrücke Verdampfungswärme und latente Wärme:

Die latente Wärme von höher gespanntem Dampf ist geringer als die von weniger hoch gespanntem Dampf. Oder endlich in der alten Ausdrucksweise: latente Wärme wird frei während der Compression des Dampfes.

Dies ist hervorzuheben, weil Hr. Käuffer erwähnte, einige Mathematiker würden von dem eben Gesagten das Gegentheil behaupten (Bd. XX, S. 572 d. Z.).

Wie oben schon angeführt, besteht die sogenannte Verdampfungswärme r oder die latente Wärme einer Flüssigkeit aus den beiden vorhin definirten Theilen ϱ und $A\,p\,\varDelta$. Wir wollen uns nun die bezügliche Stelle aus dem Vortrage des Hrn. Käuffer vorführen: „Wir sehen also, dass die Wärme im Kessel folgende Vorgänge hervorruft: Sie verwandelt erst das Wasser in Dampf (eine innere Arbeit, die die Flüssigkeit im Thermometer nicht ferner auszudehnen vermag, da hier keine sogenannte Potenzirung der Energie eintritt, sondern da dies eine Accumulation von Energie gleicher Intensität ist). Diese Wärmemenge ist die sogenannte latente Wärme des Dampfes.“ Nach meiner Ansicht ist dies weniger klar als die vorhin gegebene Definition der Theoretiker. Mit dem hier von Hrn. Käuffer Gesagten ist überhaupt ein nicht so einfacher Vorgang besprochen, nämlich die Verdampfung des Wassers bei veränderlichem Druck.

Der in der Praxis vorkommende Fall ist aber einfacher, insofern wir es mit dem Betrieb eines Dampfkessels für die Dampfmaschine zu thun haben; hier können wir bei genügend grossem Dampfraum annehmen, dass die Verdampfung unter constantem Druck vor sich geht. Es entspricht also der in der Praxis vorkommende Fall demjenigen, welchem die vorhin besprochene sogenannte Verdampfungswärme entspricht.

Zu erwähnen ist aber hier, dass Hr. Käuffer als latente Wärme irrthümlicher Weise nur die sogenannte innere Verdampfungswärme anführt.

Ueber die Werthe der specifischen Verdampfungs-

wärme findet man Angaben in der Wasserdampftabelle (Grashof, S. 154)

für $p = 1$ Atm. $\varrho = 496{,}300$; $A\,p\,\Delta = 40{,}200$
folglich $r = 536{,}500$.

$p = 2$ Atm. $\varrho = 480{,}005$; $A\,p\,\Delta = 41{,}861$
$r = 521{,}866$.

Hr. Käuffer giebt für

$p = 1$ Atm. die latente Wärme $r = 537$

$p = 2$ Atm. - - - $r = 522{,}65522$.

Diese Werthe unterscheiden sich also von denen der Wasserdampftabelle schon in der ersten Decimalstelle; auch zeigen sie fünf Decimalstellen, während man bei der vielfach umgerechneten und corrigirten Wasserdampftabelle sich mit drei Stellen begnügt, weil eben nur bis etwa drei Stellen die Werthe nach der für r angegebenen Formel mit den Versuchsresultaten von Regnault gut übereinstimmen.

So ist auch beispielsweise der genauere Werth von r für $p = 1$ nach Regnault's Versuch $r = 536{,}5$; die Tabelle giebt 536,2, Hr. Käuffer 537, unterscheidet sich also mehr als die Tabelle vom Versuchsresultate (Grashof, S. 148).

Ich führe dies etwas weitläufig an, weil man daraus erkennt, dass Hr. Käuffer aus nicht directer, zuverlässiger Quelle seine Angaben entnommen hat, und will gerade damit zeigen, dass wir keinen Grund haben, Augen und Ohren dem gegenüber zu verschliessen, was die Theoretiker in übersichtlicher Form uns zusammengestellt vorführen mit Angabe der Quellen von Versuchsresultaten und Entwickelung der diesen entsprechenden Formeln. —

Wir kommen nun zum Begriff der Gesammtwärme des Dampfes. Regnault hat diesen Ausdruck eingeführt und versteht hierunter diejenige Wärmemenge, welche 1^k einer Flüssigkeit von $0°$ zugeführt werden muss, um diese bei constanter Pressung p in gesättigten Dampf von dieser Pressung oder von entsprechender Temperatur t zu verwandeln.

Versteht man unter q diejenige Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1^k Flüssigkeit als solche bei constanter Pressung p von $0°$ bis $t°$ zu erwärmen, so lässt sich strenge genommen dieses q ähnlich wie die Verdampfungswärme r in 2 Theile zerlegen. Es besteht q

1) aus dem Ueberschuss der Körperwärme der Flüssigkeit bei der Temperatur t über dieselbe bei der Temperatur $= 0°$;

2) aus dem (übrigens viel kleineren) Wärmewerth der Expansionsarbeit, welche bei der Temperaturerhöhung und entsprechenden Ausdehnung von der Flüssigkeit verrichtet wird.

Regnault hat für q einen Ausdruck gefunden von der Form:

$$q = a\,t + b\,t^2 + c\,t^3;$$

insbesondere für Wasser:

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3;$$

nach dieser Formel sind die Werthe berechnet, die in der Wasserdampftabelle für q angegeben sind (Seite 154).

Die Gesammtwärme $= Q$ einer Flüssigkeit fand Regnault im Allgemeinen (ausser für Alkohol) als ganze Function zweiten Grades von der Temperatur t ausdrückbar, nämlich durch die Formel:

$$Q = a + b\,t + c\,t^2;$$

aber für Wasserdampf genügte schon eine lineare Function zu einer guten Uebereinstimmung der danach berechneten Werthe mit den Versuchsresultaten und zwar

$$Q = 606{,}5 + 0{,}305\,t.$$

Regnault selbst hat also aus seinen Versuchswerthen Ausdrücke für die erwähnte Grösse q und die Gesammtwärme Q entwickelt.

Nach dem Angeführten ist also die Gesammtwärme:

$$Q = q + r = q + \varrho + A\,p\,\Delta$$

und danach

$$r = Q - q = \varrho + A\,p\,\Delta.$$

Die Differenz der Gleichungen für Q und q giebt also die schon früher erwähnte Gleichung für die Verdampfungswärme r

$$r = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3.$$

Diese Formel ist aber doch wenig von t^2 und t^3 abhängig, und hat deshalb Clausius die einfachere etwas weniger genaue Formel vorgeschlagen:

$$r = 607 - 0{,}708\,t \text{ (Seite 148).}$$

Da nun von den zwei Bestandtheilen der Wärmemenge q derjenige Theil, der dem Wärmewerth der Expansionsarbeit entspricht, die bei der Temperaturerhöhung und entsprechender Ausdehnung der Flüssigkeit stattfindet, sehr klein ist gegen den Wärmewerth der Expansionsarbeit bei der Verdampfung, so kann man auch einfacher unter q nur den Ueberschuss an Körperwärme von 1^k Flüssigkeit bei $t°$ über dieselbe bei $0°$ betrachten.

Zeuner nennt in diesem Sinne q die specifische Flüssigkeitswärme.

In gleichem Sinne wird dann in dem Ausdruck für die Gesammtwärme $Q = q + \varrho + A\,p\,\Delta$ die Summe $q + \varrho$ als Ueberschuss der Körperwärme von 1^k gesättigtem Dampf bei $t°$ über die von 1^k der betreffenden Flüssigkeit bei $0°$ betrachtet, und nennt man die Summe $q + \varrho$ die specifische Dampfwärme. —

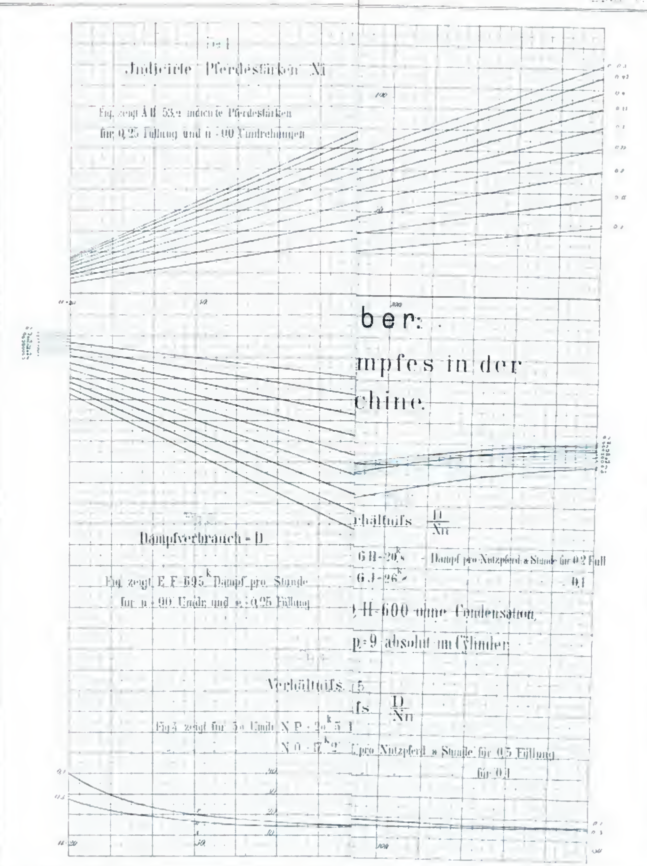
Wir kommen nun zur Berechnung der Expansionsarbeit des Dampfes in der Maschine. Dies ist der wichtigste Punkt in der Praxis; denn es handelt sich hier darum, eine Dampfmaschine so arbeiten zu lassen, dass ihre Leistung möglichst gross ist, während der Dampfverbrauch möglichst klein sein soll.

Auch hierzu nimmt man heutzutage gewöhnlich, entgegengesetzt dem Verfahren des Hrn. Käuffer, eine Formel zu Hilfe, die uns das Aenderungsgesetz zwischen specifischem Druck und specifischem Volumen des Dampfes angiebt, um eben für jeden beliebigen in der Praxis vorkommenden Fall sich helfen zu können.

Zuerst hat Rankine zum Zweck der Berechnung der Expansionsarbeit die Näherungsformel vorgeschlagen von der Form:

$$p\,v^m = \text{Const.} = p_1\,v_1^m$$




Indicirte Pferdestärken Ni
Fig. zeigt A B 53,2 indicirte Pferdestärken
für 0,25 Füllung und n = 90 Umdrehungen
ber:
mpfes in der
chine.
rhältniſs D/Nn
Dampfverbrauch = D
Fig. zeigt E F 695 k Dampf pro Stunde
für n = 90 Umdr. und e = 0,25 Füllung
6 H = 20 k - Dampf pro Nutzpferd u Stunde für 0,2 Füll
6 J = 26 k - 0,1
H = 600 ohne Condensation,
p = 9 absolut im Cylinder
Verhältniſs D/Nn
Fig 3 zeigt für 5 e Umdr. N P = 20 k 5 1
N 0 = 17 k 2
pro Nutzpferd u Stunde für 0,5 Füllung
für 0,1

für ein Gemisch von Wasser und Dampf entsprechend der sogenannten adiabatischen Zustandsänderung, welche bei Maschinen ohne Dampfmantel, die aber gegen Wärmeverlust möglichst geschützt sind, angenommen werden kann.

Will man mit der eben erwähnten Gleichung sehr genaue Resultate erzielen, so hat man zu berücksichtigen, dass der Exponent m veränderlich ist, dass m abhängt vom Expansionsverhältniss und den den Anfangszustand bestimmenden Grössen: dem Druck p_1 und dem Wassergehalt des Dampfes.

Für ein Gemisch von Wasser und Dampf wird mit y_1 das Dampfgewicht pro Kilogramm des Gemisches bezeichnet. Es ist $y_1 = 1$ für gerade gesättigten Dampf, für Dampf im Grenzzustand zwischen gesättigtem und überhitztem Dampf.

Es ist sehr wichtig zu kennen, dass gerade der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes in Bezug auf die Veränderung des Exponenten m den grössten Einfluss hat, dass also durch diesen der Verlauf der Expansionscurve am meisten bedingt ist.

In dem Grashof'schen Werke finden sich drei Tabellen, je eine für $y_1 = 1$, $y_1 = 0{,}9$ und $y_1 = 0{,}8$ mit doppeltem Eingang für verschiedene

Anfangsspannungen $p_1 = 8 \quad 4 \quad 2 \quad 1$
und die Endspannungen $p = 0{,}5 \quad 1 \quad 2 \quad 4$,

in welchen der entsprechende genaue Werth vom Exponenten m zu finden ist. Wer genau rechnen will, wird hier gewiss volle Befriedigung finden und Klarheit und Uebersicht nicht vermissen.

Weniger genau, aber auch noch sehr annähernd lässt sich der Exponent als allein abhängig vom verhältnissmässigen Dampfgehalt y_1 bei Beginn der Expansion darstellen, nämlich

$$m = 1{,}035 + 0{,}1\, y_1.$$

Wir sehen also, dass zu einer möglichst genauen Berechnung der Expansionsarbeit der Dampfgehalt pro Kilogramm des im Cylinder befindlichen Gemisches bekannt sein muss. Wir sehen aber auch, dass wir am wenigsten berechtigt sind, mit einem Werthe $y_1 = 1$ zu rechnen, da dies einem Grenzzustande entspricht, in welchem der Dampf sich selten befindet; der Dampf wird immer mehr oder weniger feucht sein, wenn er in langer Leitung zugeführt wird, und wenn der Kessel nicht zur Ueberhitzung eingerichtet ist. Man thut gut, für gewöhnlich mit $y_1 = 0{,}9$ zu rechnen d. h. anzunehmen, dass in dem verwendeten Gemische in einem Kilogramm sich $0^k{,}1$ Wasser befinden und $0^k{,}9$ Dampf, und diesem $y_1 = 0{,}9$ entsprechend kann man in runder Ziffer mit $m = 1{,}125$ rechnen; hat man also einen passenden Werth für den Exponenten m gewählt, dann findet man aus dem Gesetze

$$p\, v^m = \text{Const.} = p_1\, v_1^m$$

die Expansionsarbeit pro Kilogramm des Gemisches

$$E = \frac{p_1\, v_1}{m-1}\,(1 - e^{m-1}),$$

wobei $p_1\, v_1$ specifischer Druck und Volumen im Anfangszustande bei Beginn der Expansion ist, und e das Expansionsverhältniss $\frac{v_1}{v}$ bedeutet.

Die Spannung zu Ende der Expansion ist dann:

$$p = p_1\, e^m.$$

Dieser Endspannung entsprechend findet man dann in der Wasserdampftabelle die früher erwähnte Grösse $\varDelta$ und dann mit dieser den Dampfgehalt zu Ende der Expansion:

$$y = \frac{\frac{v_1}{e} - 0{,}001}{\varDelta}$$

(Grashof, S. 176). Dabei ist das specifische Volumen des Gemisches

$$v_1 = 0{,}001 + \varDelta_1\,; \quad \varDelta_1 \text{ entspricht } p_1$$
$$v = 0{,}001 + \varDelta\,; \quad \varDelta \quad - \quad p.$$

Es bleibt nun noch zu vergleichen, wie dieses besprochene Expansionsgesetz mit den Werthen übereinstimmt, die Hr. Käuffer für gesättigten Dampf angiebt, der bis zur atmosphärischen Spannung expandirt. Man findet bei ihm Bd. XX, S. 575 und 576

für $p_1 = 4$, $v_1 = e = 0{,}28$ die Werthe $p = 1$, $v = 1$
und für $p_1 = 8$, $v_1 = e = 0{,}149$ - - $p = 1$, $v = 1$.

Setzt man diese Werthe in die Formel, so erhält man aus $p_1 = 4$ und $v_1 = 0{,}28$

$$m = 1{,}08903;$$

aus $p_1 = 8$ und $v_1 = 0{,}149$

$$m = 1{,}0922.$$

Der ungefähre Mittelwerth ist also hiernach

$$m = 1{,}09,$$

und die Formel

$$p\, v^{1.09} = p_1\, v_1^{1.09}$$

muss nun Werthe geben, die sehr nahe mit den von Hrn. Käuffer angegebenen übereinstimmen.

Da die Tabelle des Hrn. Käuffer für das Endvolumen $v = 1$ und die Pressung $p = 1$ die entsprechenden Werthe v_1 angiebt für die Spannungen $p_1 = 2$, 3, 4, 5, 6, 7, 8, so hat man zur Bestimmung der Werthe $v_1 = e$ nach obiger Formel den Ausdruck:

$$v_1^{1.09} = \frac{p\, v^{1.09}}{p_1} = \frac{1}{p_1}.$$

So findet man die Werthe, die in dem Diagramm Blatt 5, Fig. 1 eingeschrieben sind. Die eingeklammerten Zahlen giebt Hr. Käuffer an, die freien Zahlen entsprechen einem Exponenten $m = 1{,}09$. Die Unterschiede sind dabei so klein, dass ein viel grösserer Massstab dazu gehörte, um die beiden Curven zum Vorschein zu bringen. Man sieht also, dass sich die Expansionscurve sehr wohl berechnen lässt, und kennen wir nun auch das Gesetz, mit welchem Hr. Käuffer rechnet.

In derselben Figur ist die Curve für den Exponenten $m = 1{,}125$ verzeichnet; dies ist der Werth von m, der einem Dampfgehalt des Gemisches bei Beginn der Expansion etwa $= 0{,}9$ entspricht; diese Curve fällt etwas rascher ab als die des Hrn. Käuffer; die indicirte Arbeit wird also etwas kleiner, als er sie berechnet; da aber die Sicherheit dabei grösser ist, wird

gegen die Annahme von $m = 1{,}125$ nichts zu sagen sein, so lange über den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes nichts Bestimmtes bekannt ist, wonach dann m zu wählen wäre.

Mit dem Vergleich der Rechnungsdaten der Theorie mit den Angaben des Hrn. Käuffer bin ich nun zu Ende. Aber es bleibt nun zu erwähnen, wie einfach und wenig zeitraubend sich die Expansionsarbeit für alle denkbaren Expansionsverhältnisse unter Benutzung der angeführten Gesetze berechnen und graphisch darstellen lässt.

Um für alle Expansionsverhältnisse von Null bis 1 die Expansionsarbeit zu erhalten, hat man nur in der Formel für diese Arbeit

$$E = \frac{p_1 v_1}{m-1}(1 - e^{m-1})$$

die anfängliche Spannung p_1 constant zu setzen; da das Endvolumen immer $v = 1$, so ist $\frac{v_1}{v} = v_1 = e$ oder die Arbeit

$$E = \frac{p_1 e}{m-1}(1 - e^{m-1}) = p_1 e \frac{1 - e^{m-1}}{m-1}.$$

Hier braucht man nur verschiedene Werthe von e einzusetzen und erhält dann die Expansionsarbeit; der Factor $\frac{1-e^{m-1}}{m-1}$ giebt sofort die Verhältnisszahl von Volldruckarbeit zu Expansionsarbeit, da das erste Product $p_1 e$ nichts Anderes ist als das Rechteck der Volldruckarbeit, d. h. die Arbeit bei der Einströmung.

Man erhält so die Fig. 2, Blatt 5. Die innere Curve ist die Curve der Expansionsarbeiten, die immer an der Stelle des Beginnes der Expansion aufgetragen ist. Ueber diese Ordinate ist dann noch die Länge der Dampfeinführung also der Werth $= e$ aufzutragen, dann ist die ganze Ordinate der Gesammtarbeit ohne Abzug eines Widerstandes entsprechend der Dampfausströmung für das Hub- und Endvolumen $= 1$; oder mit Abzug des Widerstandes bei der Ausströmung ist die Differenz die sogenannte mittlere indicirte Spannungsdifferenz.

Für rein theoretische Berechnungen würde also diese Figur vollständig ausreichen. Für jede beliebige Spannung und Füllung braucht man nur an der Stelle, wo man mit der Expansion beginnen will, die Ordinate als Proportionalitätsfactor abzulesen und multiplicirt diesen mit der beliebigen Spannung; oder was dasselbe ist, man greift mit dem entsprechenden Massstab den Werth ab und zieht dann den Gegendruck ab, so erhält man die Werthe, welche auch Hr. Käuffer sich gebildet hat; er hat indessen mit seiner schwerfälligen Methode sich schon mit einem Expansionsgrad für ein und dieselbe Spannung begnügt und nur für den Fall mit oder ohne Condensation zwei verschiedene Füllungen angenommen.

Will man untersuchen, welches der vortheilhafteste Expansionsgrad für eine bestimmte Dampfspannung ist, so muss man mit den Dimensionen der Maschine rechnen, denn von diesen ist jener abhängig.

Um die Untersuchung nach dieser Richtung durchzuführen und um mit den Steuerungsverhältnissen zu rechnen, wie sie im Allgemeinen bei guten Maschinen vorkommen, kann man die Resultate benutzen, welche Grashof für Eincylinder-Maschinen mit und ohne Condensation berechnet hat.

Man findet zwei Tabellen (in der Separatausgabe des Anhanges von Redtenbacher's „Resultaten für den Maschinenbau") für die indicirte Spannungsdifferenz; diese Werthe wurden gefunden unter Berücksichtigung des Einflusses der Drosselung durch die schleichende Absperrung, ferner Berücksichtigung des Nachströmens von Dampf und mit Beachtung von Compression. Alles für mittlere Verhältnisse mit Angabe der allgemeinen Gleichungen, in welche man nur etwaige andere Werthe einzuführen hat, um für alle denkbaren Verhältnisse die Rechnung selbst durchführen zu können.

Ferner findet man die Berechnung und Erfahrungswerthe für den indicirten Wirkungsgrad und den Dampfverbrauch.

Wer in der Lage ist, Versuche mit der Bremse oder mit dem Indicator anzustellen, kann sich dann für seine bestimmte Maschine die Erfahrungswerthe bestimmen und wird immer eine gute Methode in den Verfahren finden, wie sie in dem erwähnten Anhang zu den „Resultaten für den Maschinenbau" angegeben sind.

In Bezug auf die graphische Darstellung der indicirten Leistung einer Dampfmaschine hat man zu beachten, dass diese proportional den Umdrehungen der Maschine ist und dann von der Füllung abhängt.

Will man ein ungefähres Bild haben, wie sich die indicirte Leistung gestaltet, so kann man also die indicirte Spannung für eine bestimmte Füllung pro Kolbenhub constant annehmen, gleichviel ob die Maschine rasch oder langsam läuft. Dies ist eigentlich nicht ganz richtig, weil der schädliche Raum für die rasch laufende Maschine grösser werden muss als für die langsam laufende wegen des erforderlichen Querschnittes der Dampfcanäle. Es wird deshalb für die rascher gehende Maschine des grösseren schädlichen Raumes wegen die indicirte Spannung bei gleicher Füllung und Spannung grösser als bei der langsam gehenden Maschine.

Für nicht allzu kleine Füllungen hat dies aber auf das Verhältniss des Dampfverbrauches zur indicirten Leistung keinen grossen Einfluss, weil einem grösseren schädlichen Raum ein grösserer theoretischer Dampfverbrauch, aber auch grössere indicirte Leistung entspricht.

Es soll hier mit dem Folgenden nur untersucht werden, welches die ungefähr vortheilhafteste Füllung bei einer bestimmten Umdrehungszahl der Maschine ist.

So erhält man dann beispielsweise für eine Maschine von 260^{mm} Kolbendurchm. und 600^{mm} Hub bei 50 Umdrehungen und 0,2 Füllung 25,3 indicirte Pferdest. bei 8 Atm. Ueberdruck im Cylinder ohne Condensation. Könnte die Maschine mit 150 Umdrehungen arbeiten, dann hätte sie danach 76 indic. Pferdest. Blatt 6, Fig. 1.

So erhält man für verschiedene Füllungen ver-

schiedene nach dem Nullpunkte der Umdrehungen laufende Geraden, welche die indicirte Leistung angeben.

Aehnlich kann man es mit der Nutzleistung machen, die bestimmt wird, wie ich kurz erwähnte. (Fig. 2.)

Diese Leistungen sind nun mit dem Dampfverbrauch zu vergleichen. Gewöhnlich wird dieser auf die Stunde bezogen. Der Dampfverbrauch wird durch zwei Theile ausgedrückt. Der eine Theil ist der sogenannte theoretische Dampfverbrauch und entspricht dem Gewicht des Dampfes für die Füllung und dem schädlichen Raum, vermindert um das Gewicht des im Cylinder noch befindlichen Dampfes, wenn der neue Dampf einströmt. Der zweite Theil entspricht dem Dampfverlust durch Undichtheiten und dem Verlust durch die Abkühlung. Dieser Theil ist wesentlich von dem Zustande der Maschine abhängig; er wird durch einen Ausdruck dargestellt von der Form

$$\text{Const. } d\sqrt{p_i},$$

wo d der Cylinderdurchmesser, p_i die indicirte Spannungsdifferenz ist. Die Constante hat Völckers in den bedeutenden Grenzen von 288 bis 612 schwankend gefunden, das Meter als Längeneinheit vorausgesetzt und der Druck in Atmosphären angegeben. Hat man also noch nicht für seine Maschine durch Versuche die erwähnte Constante ermittelt, so thut man gut, mit dem Mittelwerth 450 zu rechnen.

Auf diese Weise wurde beispielsweise mit dem Mittelwerth der Dampfverbrauch bestimmt, und giebt Fig. 3 für die verschiedenen Füllungen. Diese Linien schneiden die Ordinate des Nullpunktes der Umdrehungen in einem Abstande gleich dem Dampfverlust pro Stunde; der theoretische Verbrauch ist aber proportional der Umdrehungszahl.

Endlich ist dann für verschiedene Füllungen das Verhältniss vom Dampfverbrauch pro indicirte Pferdestärke und pro Stunde aufgetragen. Ebenso für die Nutzpferde. (Fig. 4 bis 6.)

Nun zeigt diese Curve schön, wie der Dampfverbrauch mit zunehmender Füllung zunächst abnimmt, für grössere Füllungen aber wieder steigt. Man sieht, dass die Füllung nicht so klein werden darf, wie Hr. Käuffer bei seinen Rechnungen annimmt, weil für grössere Füllungen als diese der Dampfverbrauch noch abnimmt.

Dies Alles jedoch ist nur auf die Eincylindermaschine bezogen, welche keinen Dampfmantel hat, aber möglichst vor Wärmeverlust geschützt ist.

Entwickelung eines Gesetzes für den Widerstand bei der Bewegung des Grundwassers.

Von **Oscar Smreker**, Ingenieur.

(Hierzu Blatt 7.)

Um sich ein ungefähres Urtheil über den Widerstand, den ein Grundwasserstrom bei seiner Bewegung im Untergrunde zu überwinden hat, zu bilden, ist es nöthig, der Bewegung eines Elementes dieses Stromes beiläufig zu folgen.

Es darf wol angenommen werden, dass sich das Grundwasser in einzelnen Fäden, womit ich eine zusammenhängende Reihe von Tropfen meine, bewegt; eine Bewegung jedes einzelnen Tropfens für sich, wie z. B. beim Durchsickern durch eine sehr dichte, feinkörnige Filtermasse, scheint durch die Continuität des Wassers ausgeschlossen; als weiterer Beleg dessen gilt der Umstand, dass jeder Grundwasserstrom eine ganz entschieden ausgeprägte Stromrichtung hat, und dass die Geschiebe parallel dieser Richtung anders gelagert sind, als senkrecht darauf. Man ersieht dies deutlich aus der Beobachtung der Depressionscurven bei Wasserentnahme aus Schachtbrunnen, besonders solchen, welche in Grundwasserströme von erheblichem Gefälle abgeteuft sind. Die Depressionscurven in der Stromrichtung verlaufen in der Regel schon bei Beginn der Entnahme ziemlich regelmässig, während die Curven senkrecht zum Strome erst nach einiger Zeit etwas regelmässigere Gestalten annehmen. Diese Unregelmässigkeiten, welche mitunter sogar eine Verwerthung der Beobachtungen sehr erschweren, lassen sich nur dadurch erklären, dass das Wasser erst einige Zeit gebraucht, um sich in der Richtung senkrecht zum Strome den Untergrund so zu deformiren, dass es sich nach dem Brunnenmittelpunkte als neues Attractionscentrum hin ebenfalls in Fäden wird bewegen können. Je nach der eigenthümlichen Geschwindigkeit des Grundwasserstromes und der Natur des Geschiebes wird diese Erscheinung mehr oder weniger markirt zu Tage treten.

Fasst man nun einen einzelnen solchen Wasserfaden ins Auge, so sieht man, dass sich derselbe in einer Rinne bewegt; dieselbe wird aber keineswegs constanten Querschnitt haben, sondern aus einer regellosen Aufeinanderfolge von Hohlräumen bestehen, so dass der Durchflussquerschnitt sich bald plötzlich erweitern, bald ebenso rasch verengen wird; diese Querschnittsänderungen und die Reibung des Wassers an den Wänden der Rinne sind jedoch nicht die einzigen Widerstände, welche ein solcher Wasserfaden bei seiner Bewegung zu überwinden hat; es tritt noch der Umstand dazu, dass sich der Faden seine Rinne wol nie so bilden können wird, dass er sich in jedem Augenblick nach dem Attractionscentrum, sei dies nun unendlich fern, wie beim Strome, oder der Mittelpunkt eines Schachtbrunnens u. s. w., hin wird bewegen können, sondern der Faden wird sehr häufig auf Hindernisse stossen, die ihn von seiner ursprünglichen Richtung abzudrängen

suchen, wobei sogar der Fall eintreten kann, dass der Faden durch das entgegenstehende Hinderniss vollständig deformirt und in Tropfen aufgelöst wird. Alle diese hier aufgeführten Widerstände sind, abgesehen von der Geschwindigkeit, nur von der Natur des Geschiebes abhängig, und dürften damit die hauptsächlichsten Quellen des Gesammtwiderstandes erschöpft sein, so dass ich jetzt zu seiner Bestimmung übergehen kann.

Da sämmtliche obige Einzelwiderstände, nach den Lehren der praktischen Hydraulik, der Geschwindigkeitshöhe proportional gesetzt werden können, so folgt, dass dieselbe Relation auch für den Gesammtwiderstand gelten muss; nur sei bemerkt, dass der dabei auftretende Widerstandscoefficient keinesfalls als constant angenommen werden darf, sondern höchst wahrscheinlich noch in gewisser Beziehung zur Geschwindigkeit stehen wird.

Abgesehen davon, dass ich schon früher die Unrichtigkeit des Darcy-Dupuit'schen Gesetzes, nach welchem der Gesammtwiderstand pro Längeneinheit proportional der ersten Potenz der Geschwindigkeit und proportional einem constanten nur von der Natur des Geschiebes abhängigen Coefficienten sein sollte, analytisch nachgewiesen habe, dürften vorstehende Erwägungen allein genügen, die Anwendung desselben auf die Bewegung des Grundwassers als unzulässig zu betrachten.

Sei die Geschwindigkeit v des Grundwasserstromes auf die Länge l constant, h die zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände auf diese Länge absorbirte Druckhöhe, so kann man das Gesetz für den Widerstand bei der Bewegung des Wassers im Untergrunde jedenfalls durch folgende Relation darstellen:

$$\frac{h}{l} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Hierbei ist ξ kein constanter Coefficient, sondern eine vorläufig noch unbekannte Function der Geschwindigkeit v; also:

$$\xi = f(v).$$

Es soll im Nachstehenden der Versuch gemacht werden, diese Function näher zu bestimmen, was jedoch nur durch Benutzung der bei ausgeführten Versuchen erhaltenen Beobachtungsresultate möglich ist.

In dieser Beziehung standen mir als einziges Mittel die Resultate von zwei Versuchsreihen zu Gebote, deren eine von Hrn. Civil-Ingenieur Thiem und die andere von Hrn. Ober-Ingenieur Endres ausgeführt wurde.

Hr. Thiem hatte im Frühjahre 1875 behufs der Wasserversorgung der Stadt Strassburg mittelst Grundwasser aus dem Rheinthale zur Beurtheilung der Mächtigkeit des Grundwasserstromes umfassende Versuche angestellt, deren Beschreibung auch veröffentlicht wurde.*)

Hr. Endres hatte, um die Ergiebigkeit des Grundwasserstromes im Lechthale, speciell im Siebentischwalde, bezüglich einer darauf zu basirenden Wasserversorgung von Augsburg festzustellen, im Sommer 1876 eine längere Versuchsreihe angestellt.

*) A. Thiem: Resultate des Versuchsbrunnens für die Wasserversorgung der Stadt Strassburg i. E. „Journ. für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung", December 1876.

Die beiden in Strassburg und Augsburg durchgeführten Versuche bestanden im Wesentlichen darin, dass man einem abgeteuften Versuchsbrunnen periodisch verschiedene Wasserquantitäten continuirlich entnahm und das Verhalten des Grundwasserspiegels in der Umgebung des Versuchsbrunnens dabei beobachtete.

Zu diesem Zwecke wurden in zwei auf einander senkrecht stehenden Axen, in deren Schnittpunkt der Mittelpunkt des Brunnens lag, in regelmässigen Abständen von einander Norton'sche Röhren eingetrieben und die Wasserstände in denselben gemessen. Zu bemerken ist, dass den Versuchen stets eine Aufnahme des Grundwasserspiegels in Horizontalcurven vorausgegangen war, so dass man die eine Axe stets mit der Stromrichtung ziemlich zusammenfallend wählen konnte. Wird dem Brunnen nun Wasser entnommen und bleibt diese Entnahme und demgemäss die durch dieselbe bedingte Depression des Grundwasserspiegels im Brunnen im Verlaufe einer Periode constant, so wird sich nach einiger Zeit ein gewisser Beharrungszustand einstellen, in welchem dann der Grundwasserspiegel die dieser Depression entsprechende Depressionsfläche bilden wird. Durch Messung der Wasserstände in den Norton-schen Röhren vor Beginn des Versuches und nach eingetretenem Beharrungszustande wird man demnach die Depressionscurven für die vier Axen bestimmen können.

Die Strassburger Versuche umfassten die folgenden sieben Perioden.

1) Erster Versuch. Vom 2. bis einschl. 7. April 1875 Tag und Nacht fortgesetzt bei einer mittleren Depression von $1^m,_5$ und einer zwischen 100 und 112 Secundenliter schwankenden Ergiebigkeit.

2) Zweiter Versuch. Dauerte vom 8. bis 14. April. Bei einer Depression von $2^m,_0$ wurden zwischen 119 und 134 Secundenliter gefördert. Zu bemerken ist hierbei, dass bei diesem Versuche die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Brunnen so bedeutend war, dass Sand und Kies mitgerissen wurden, wodurch der Untergrund in der Umgebung des Brunnens derart deformirt wurde, dass sich Risse und Spalten bildeten.

3) Dritter Versuch a. Vom 15. bis einschl. 18. April mit $0^m,_{43}$ Depression im Brunnen und einer Ergiebigkeit zwischen $56,_4$ und $53,_5$ Secundenliter.

4) Dritter Versuch b. Vom 18. bis einschl. 21. April. Die Absenkung betrug $0^m,_{80}$, die Ergiebigkeit schwankte zwischen $78,_9$ und $84,_0$ Secundenliter.

5) Vierter Versuch a. Dauerte vom 24. bis 26. April. Bei einer Depression von $1^m,_{30}$ wurden im Mittel $112,_6$ Secundenliter gefördert.

6) Vierter Versuch b. Die Resultate umfassen die Zeit vom 14. und 15. Mai; bei einer Absenkung von $1^m,_{20}$ wurde ein Erguss von $112,_9$ Secundenliter beobachtet.

7) Fünfter Versuch. Vom 23. bis 24. Mai fortgesetzt. Die Depression betrug $0^m,_{80}$, die Ergiebigkeit schwankte zwischen $107,_5$ und $109,_8$ Secundenliter.

Die Augsburger Versuche umfassten folgende drei Perioden:

1) Erster Versuch. Vom 28. Juni bis 1. Juli 1876. Die Absenkung betrug $0^m,43$, der Erguss $32^l,0$.

2) Zweiter Versuch. Vom 3. bis 8. Juli. Bei einer mittleren Depression von $1^m,04$ wurden 50 Secundenliter gefördert.

3) Dritter Versuch. Derselbe umfasste die Zeit vom 11. bis 16. Juli. Bei einer Depression von $1^m,74$ betrug die Ergiebigkeit 62 Secundenliter.

Die im Allgemeinen bei den Augsburger Versuchen erhaltenen geringeren Förderquantitäten erklären sich hauptsächlich aus dem Umstande, dass die Brunnenlaibung in Cement ausgeführt war, sämmtliches Wasser also von unten eindringen musste, wodurch die Eintrittswiderstände sehr vergrössert wurden.

Leider gestattet es mir der beschränkte Raum nicht, die Resultate dieser sämmtlichen Versuchsperioden hier wieder zu geben; ich habe mich nur auf zwei derselben beschränkt: auf den Strassburger Versuch 3a und den 4a; die beiden sind absichtlich so gewählt worden, weil einerseits die obere dieser beiden Grenzen in der Depression wol auch die Grenze der zulässigen Depression bei definitiven Anlagen sein dürfte, andererseits es aber auch wünschenswerth erschien, das Verhalten bei ganz geringen Depressionen zu beobachten.

Die Resultate der Beobachtungen sind in den Tabellen I und II*) zusammengestellt, sowie auf Blatt 7 graphisch aufgetragen. Der Brunnenradius betrug im Lichten $1^m,5$; in jeder Axe wurden 12 Nortons geschlagen und zwar in folgenden gegenseitigen Abständen von einander: Der Abstand des ersten vom Brunnenmittel betrug $2^m,5$, hierauf drei Nortons je $1^m,3$, dann drei Röhren je $3^m,0$, hierauf weitere drei Nortons je $10^m,0$ und schliesslich noch zwei fernere Nortons je $20^m,0$ von einander entfernt; die Totallänge der Axe betrug demnach vom Brunnenmittel ab gemessen $84^m,5$.

Die Mächtigkeit der wasserführenden Schicht kann im Minimum zu $10^m,0$ angenommen werden. Die in den Tabellen angeführten Coten beziehen sich auf den Horizont durch den Meeresspiegel an der Westküste Frankreichs. Die Terraincote an der Versuchsstelle betrug $139^m,27$.

Das erste Grundwasser wurde bei Cote $136^m,86$ gefunden; die Brunnensohle wurde auf Cote 132,20 also $7^m,07$ unter Terrain abgesenkt.

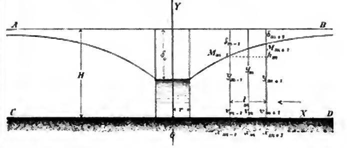
Die Strömungsrichtung des Grundwasserstromes stimmt fast genau mit der Richtung Süd-Nord überein, so dass die vier Axen mit den Nortons ziemlich genau in den vier Himmelsrichtungen liegen und zwar so, dass A die nördliche, B die westliche, C die südliche und D die östliche Axe wird, der Strom also von C nach A fliesst.

Nach diesen Bemerkungen kann ich nun dazu übergehen, zu zeigen, in welcher Weise diese Versuche gedient haben, um das Abhängigkeitsverhältniss des Widerstandscoefficienten ξ von der Geschwindigkeit zu bestimmen.

*) Die Tabellen folgen am Schlusse der Abhandlung.

Beistehender Holzschnitt soll eine solche durch Beobachtung erhaltene Depressionscurve darstellen; hierbei sei:

AB der ursprüngliche Grundwasserspiegel vor Beginn des Versuches;
CD das obere Lager der undurchlässigen Schicht;
H die Mächtigkeit der wasserführenden Schicht;
r der Brunnenradius;
q das pro Zeiteinheit dem Brunnen bei einer Absenkung δ_0 des Grundwasserspiegels im Brunnen continuirlich entnommene Wasserquantum;
M_{m+1} und M_{m-1} die direct beobachteten abgesenkten Wasserstände in zwei Nortons, welche sich in den Entfernungen x_{m+1} bezw. x_{m-1} von der Brunnenaxe befinden; mithin sind also M_{m+1} und M_{m-1} zwei Punkte der Depressionscurve.



Da es im Nachstehenden nur darauf ankommt, das Widerstandsgesetz im Allgemeinen zu finden, eine specielle Constantenbestimmung also ausgeschlossen ist, so ist es gestattet, von den Einflüssen der dem Grundwasser eigenthümlichen Geschwindigkeit und von der durch die Schwankungen des Grundwasserspiegels im Allgemeinen bedingten Veränderlichkeit der Grösse H abzusehen; ferner soll der Untergrund als homogen betrachtet werden.

Denkt man sich um die verticale Brunnenaxe OY mit einem Radius z. B. x_{m+1} eine gerade Kreiscylinderfläche beschrieben, deren Erzeugende eine Nortonaxe ist, so werden in dieser Cylinderfläche vier Nortons liegen; der Schnitt dieser Cylinderfläche mit der ideellen Depressionsfläche müsste ein Kreis vom Radius x_{m+1} sein; nach den obigen Voraussetzungen muss die mittlere Geschwindigkeit des durchströmenden Wassers in der Erzeugenden für jede Lage derselben constant sein.

Bezeichnet für einen Punkt M_{m+1} der Depressionscurve

x_{m+1} die zugehörige Abscisse, d. h. die Entfernung der betreffenden Nortonaxe von der Brunnenaxe;

y_{m+1} die zugehörige Ordinate, d. h. den Abstand des abgesenkten Grundwasserspiegels im Norton von der undurchlässigen Schicht (der Schnittpunkt der Brunnenaxe mit der Oberkante der undurchlässigen Schicht ist hierbei als Coordinatenursprung angenommen worden);

$\delta_{m+1} = H - y_{m+1}$ die Depression des Grundwasserspiegels für diesen Punkt M_{m+1};

F_{m+1} die Mantelfläche des Cylinders vom Radius x_{m+1};

F'_{m+1} den effectiven freien Durchflussquerschnitt in dieser Cylinderfläche;

μ den Durchfluss- oder Durchlässigkeitscoefficienten des Materials, d. h. das Verhältniss zwischen dem effectiven Durchflussquerschnitte und der gesammten Mantelfläche eines solchen Cylinders (auch dieser Coefficient μ soll als constant angesehen werden);

v_{m+1} die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Mantelfläche F_{m+1} durchströmt. Der letzte Werth bestimmt sich zu:

$$v_{m+1} = \frac{q}{F'_{m+1}} = \frac{q}{\mu F_{m+1}}$$

oder den Werth

$$F_{m+1} = 2\pi x_{m+1} y_{m+1}$$

eingesetzt:

$$v_{m+1} = \frac{q}{2\pi \mu x_{m+1} y_{m+1}}.$$

Geht man vom Punkte M_{m+1} der Depressionscurve zu dem Punkte M_{m-1} über, betrachtet also das Intervall zwischen zwei beliebigen Nortons derselben Axe, so sieht man zunächst, dass die auf dieser Strecke zur Ueberwindung der Widerstände nöthige bezw. verbrauchte Druckhöhe h_m gleich ist der Differenz der Wasserstände in den beiden Nortons an den Enden des Intervalls, also:

$$h_m = y_{m+1} - y_{m-1} = \delta_{m-1} - \delta_{m+1}.$$

Das mittlere Gefälle in diesem Intervall ist, wenn l_m die Entfernung der beiden Nortons von einander beträgt:

$$\frac{h_m}{l_m} = \frac{\delta_{m-1} - \delta_{m+1}}{x_{m+1} - x_{m-1}}.$$

Diese Höhendifferenz h_m wurde jedoch nicht allein zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände auf dieser Strecke verwandt, sondern ein Theil derselben musste die Geschwindigkeit v_{m+1} allmälig auf v_{m-1} erhöhen, indem mit abnehmender Entfernung vom Brunnenmittel auch die Durchflussquerschnitte abnehmen. Sei demnach

h'_m jener Theil von h_m, welcher dazu dient, diese Geschwindigkeitserhöhung zu bewirken,

h''_m der übrige Theil von h_m, welcher verwandt wird, um die dem Durchflusse des Wasserquantums q pro Zeiteinheit durch den Ring von der Dicke

$$l_m = x_{m+1} - x_{m-1}$$

entgegenstehenden Bewegungshindernisse zu überwinden; dieses h''_m ist jener Theil, auf dessen Bestimmung es uns hauptsächlich in der Folge ankommt.

Zunächst soll h'_m und dessen Verhältniss zu h_m bestimmt werden, welchen Entwickelungen ich einige allgemeine Relationen über die zu einer gewissen Geschwindigkeitserhöhung nöthige Druckhöhenvermehrung vorausschicken will.

Bezeichnen allgemein

F_1 und F_2 zwei beliebige, jedoch verschiedene Querschnitte, und sei vorausgesetzt, dass

$$F_1 > F_2$$

ist, so dass also

$$\varDelta F = F_1 - F_2$$

die Differenz der beiden Querschnitte ist.

v_1 und v_2 die in denselben beim Durchfluss desselben Wasserquantums Q pro Zeiteinheit vorhandenen Geschwindigkeiten; es ist

$$v_1 = \frac{Q}{F_1}; \quad v_2 = \frac{Q}{F_2}$$

(nach obiger Voraussetzung muss

$$v_2 > v_1$$

sein).

$\varDelta v = v_2 - v_1$ die erzeugte Geschwindigkeitserhöhung.

h_1 und h_2 die den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 entsprechenden Druckhöhen.

$\varDelta h = h_2 - h_1$ die zur Erhöhung der Geschwindigkeit v_1 um $\varDelta v$ erforderliche Geschwindigkeits- bezw. Druckhöhenvermehrung.

F sei der mittlere Querschnitt zwischen F_1 und F_2; v die in demselben vorhandene Geschwindigkeit; h die derselben entsprechende Geschwindigkeitshöhe.

Der Uebergang von F_1 zu F_2 soll continuirlich erfolgen; es wird dann die Relation herrschen:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 = F v = Q.$$

Daraus:

$$v_2 = \frac{F_1}{F_2} v_1; \quad v_1 = \frac{F_2}{F_1} v_2$$

folglich:

$$\varDelta v = v_2\left[1 - \frac{F_2}{F_1}\right] = v_1\left[\frac{F_1}{F_2} - 1\right]$$

und durch weitere Substitution:

$$\varDelta v = Q \cdot \frac{(F_1 - F_2)}{F_1 \cdot F_2} = Q \cdot \frac{\varDelta F}{F_1 \cdot F_2}.$$

Ferner ist:

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2g}$$

$$h_2 = \frac{v_2^2}{2g}.$$

Unter Berücksichtigung der Werthe von v_1 und v_2 folgt hieraus:

$$\varDelta h = \frac{1}{2g}(v_2 + v_1)(v_2 - v_1)$$

$$\varDelta h = \frac{Q}{2g} \cdot \frac{F_1 + F_2}{F_1 \cdot F_2} \varDelta v = \frac{Q}{g} \cdot \frac{F}{F_1 \cdot F_2} \varDelta v.$$

Setzt man nun hierin den oben bestimmten Werth für $\varDelta v$ ein, so erhält man:

$$\varDelta h = \frac{Q^2}{2g} \cdot \frac{(F_1^2 - F_2^2)}{F_1^2 \cdot F_2^2} = \frac{Q^2}{g} \cdot \frac{F \cdot \varDelta F}{F_1^2 \cdot F_2^2}.$$

Wenden wir nun diese Gleichung auf den vorliegenden Fall an, substituiren für F_1 und F_2 die beiden Endquerschnitte F'_{m+1} und F'_{m-1} des zu betrachtenden Intervalls; F'_m sei der mittlere Querschnitt zwischen diesen beiden; x_m der Abstand desselben von der Brunnenaxe; y_m die Ordinate der Depressionscurve im Abstande x_m. Für diese Querschnitte gelten dann folgende Relationen:

$$F'_{m+1} = 2\pi \mu x_{m+1} y_{m-1}$$

$$F'_{m-1} = 2\pi \mu x_{m-1} y_{m-1}$$

$$F'_m = \tfrac{1}{2}(F'_{m+1} + F'_{m-1}) = \pi \mu (x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1});$$

also erhält man:

$$h'_m = \frac{1}{2g}\left(\frac{q}{2\pi\mu}\right)^2 \cdot \frac{x_{m+1}^2 y_{m+1}^2 - x_{m-1}^2 y_{m-1}^2}{x_{m+1}^2 y_{m+1}^2 \cdot x_{m-1}^2 y_{m-1}^2}.$$

Um uns nun ein ungefähres Urtheil über den Einfluss dieses Theiles h'_m auf den ganzen Druckhöhenverlust h_m zu bilden, soll ein numerisches Beispiel mit ganz extremen Zahlenwerthen durchgerechnet werden. Dazu will ich Werthe wählen, welche bei dem zweiten Versuche in Strassburg bei der gewiss sehr bedeutenden Depression des Grundwassers im Brunnen von 2^m erhalten wurden, und zwar sollen die in den beiden 60^m von einander entfernten Nortons III und XI der Axe A z. B. gemessenen Depressionen der Rechnung zu Grunde gelegt, und jener Theil der Gesammtdepression bestimmt werden, welcher zur Vermehrung der Geschwindigkeit in diesem speciellen Falle um das nahezu 15fache verwendet wurde. Es war bei diesem Versuche unter Beibehaltung der obigen Bezeichnungen:

$$q = 0^{cbm},125 \text{ im Mittel}$$
$$x_{m-1} = 4^m,5$$
$$y_{m-1} = 8^m,49$$
$$x_{m+1} = 64^m,5$$
$$y_{m+1} = 9^m,87.$$

Nimmt man ferner als ungefähren Werth für

$$\mu = 0,01$$

an, dass also nur 1 pCt. des Gesammtquerschnittes für den freien Wasserdurchfluss übrig bleibt, eine Annahme, welche in Wirklichkeit sich wol weit unter dem Minimum befinden dürfte, so erhält man:

$$h'_m = \frac{1}{2 \,.\, 9,81}\left(\frac{0,125}{2 \,.\, 3,14 \,.\, 0,01}\right)^2 \cdot \frac{(64,5 \,.\, 9,87)^2 - (4,5 \,.\, 8,49)^2}{(64,5 \,.\, 9,87)^2 \,.\, (4,5 \,.\, 8,49)^2}$$

$$h'_m = 0^m,00014.$$

Man ersieht daraus, dass trotz der numerisch sehr ungünstigen Annahmen der auf die Geschwindigkeitsvermehrung aufgewandte Theil der Depression ein so geringer ist, dass derselbe weit ausser der durch Messung erreichbaren Genauigkeit liegt, also vollständig vernachlässigt werden darf. —

Ich gehe nun zur Bestimmung des auf Ueberwindung der Bewegungswiderstände verwandten Theiles über, den ich früher mit h''_m bezeichnet habe. Nach Obigem kann man setzen:

$$h_m = h''_m.$$

Sei v_m die Geschwindigkeit im mittleren Querschnitte des Intervalls zwischen M_{m+1} und M_{m-1}, so gilt für das durch die Widerstände verlorene Gefälle die Relation:

$$h_m = \xi_m \frac{v_m^2}{2g} \cdot l_m,$$

wobei ξ_m sich bestimmt aus der Gleichung:

$$\xi_m = f(v_m),$$

also in einer noch zu bestimmenden Weise von der Geschwindigkeit abhängt.

Es ist:

$$v_m = \frac{q}{F'_m} = \frac{q}{\pi \mu (x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1})},$$

also:

$$h_m = \xi_m \frac{q^2}{2g} \cdot \left(\frac{1}{\pi \mu}\right)^2 \cdot \frac{l_m}{(x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1})^2},$$

woraus sofort folgt:

$$\xi_m = \left(\frac{h_m}{l_m}\right) \cdot (x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1})^2 \cdot \left(\frac{\pi \mu}{q}\right)^2 \cdot 2g.$$

Denkt man sich nun vorläufig den Coefficienten μ auf irgend eine Weise bestimmt, fasst sämmtliche Constanten dieser Gleichung in die Relation zusammen:

$$\left(\frac{\pi \mu}{q}\right)^2 \cdot 2g = \frac{1}{B},$$

setzt ferner zur Abkürzung

$$x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1} = Z_m,$$

so erhält man schliesslich die Gleichung:

$$B \xi_m = \frac{h_m}{l_m} \cdot Z_m^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Auf der rechten Seite dieser Gleichung stehen nur Grössen, welche entweder direct gemessen oder doch aus directen Messungen berechnet werden können; da die Grösse B für denselben Versuch constant bleibt, so giebt uns die Gl. (1) ein Mittel an die Hand, für die verschiedenen Intervalle, also auch für verschiedene Geschwindigkeiten Werthe zu berechnen, welche den entsprechenden Werthen des Widerstandscoefficienten ξ_m direct proportional sind. Auf diese Weise sind nun für die beiden Strassburger Versuche diese Werthe $B \xi_m$ berechnet und in den Tabellen III und IV zusammengestellt. Die Intervalle werden in der Regel durch zwei auf einander folgende Nortons begrenzt; Beobachtungen, welche schon von vornherein bedeutende Unregelmässigkeiten aufweisen, sind jedoch von der Berechnung ausgeschlossen worden.

Um nun aus diesen Werthen das Abhängigkeitsgesetz zwischen $B \xi_m$ und den entsprechenden Werthen der mittleren Geschwindigkeit v_m leichter ersehen zu können, sollen die ersteren als Ordinaten und die letzteren als Abscissen einer Curve betrachtet werden, deren Gleichung also lauten würde:

$$B \xi_m = f(v_m)$$

und welche das gesuchte Abhängigkeitsgesetz des Coefficienten ξ_m von der Geschwindigkeit v_m darstellen würde.

Die Geschwindigkeit v_m ist zwar nicht direct bekannt, wohl aber kennen wir die Relation:

$$v_m = \frac{q}{\pi \mu (x_{m+1} y_{m+1} + x_{m-1} y_{m-1})}$$

oder

$$v_m = \left(\frac{q}{\pi \mu}\right) \cdot \frac{1}{Z_m}.$$

$\left(\frac{q}{\pi \mu}\right)$ bleibt für denselben Versuch constant; trägt man also die Werthe $\frac{1}{Z_m}$ als Abscissen, die entsprechenden Werthe $B \xi_m$ als Ordinaten auf, so wird die dadurch erhaltene Curve das Gesetz darstellen, nach welchem der Widerstandscoefficient ξ von der entsprechenden Geschwindigkeit v abhängt. Diese Curven sind für die beiden zu Grunde gelegten Versuche auf Blatt 5 aufgetragen und zwar sind es die kräftig ausgezogenen. Ferner sind in denselben Figuren noch zu den Werthen $\frac{1}{Z_m}$ als Abscissen die zugehörigen Werthe von $\left(\frac{h_m}{l_m}\right)$ als

Ordinaten aufgetragen und die so erhaltenen Punkte durch schwach ausgezogene Linien verbunden; die letzteren geben ein anschauliches Bild von der Zunahme des mittleren Gefälles mit der Geschwindigkeit.

Dass die Curven der $B \xi_m$ bedeutende Unregelmässigkeiten zeigen, und zwar hauptsächlich in den parallel zur Stromrichtung liegenden Axen, wird wenig befremden, wenn man die Reihe von Einflüssen erwägt, welche störend auf die Beobachtung der Depression und auf diese selbst wirken können; hierher gehören:

1) Die Schwankungen des Grundwasserspiegels im Allgemeinen während eines Versuches und die damit verbundenen Schwankungen in der dem Strome eigenthümlichen Geschwindigkeit, sowie die Schwankungen der Mächtigkeit H der wasserführenden Schicht, welche Grösse behufs Bestimmung der y durch alle Versuche und für alle Nortons als constant angenommen wurde.

2) Der Strassburger Versuchsbrunnen befand sich in der Nähe des Rheines; durch Schwankungen des Rhein- sowie des Grundwasserspiegels wird auch die Stromrichtung des letzteren stets etwas geändert, welcher Einfluss sich demgemäss auch auf die ursprünglich zur Stromrichtung senkrechten Axen erstrecken wird.

3) Unregelmässigkeiten in der Schichtenlagerung, welche für die verschiedenen Nortons auch verschiedene Werthe von H und v bedingen, während dieselben als constant angenommen wurden. Solche Unregelmässigkeiten kehren durch alle Versuche wieder z. B. Norton V der Axe D.

4) In den Axen parallel zur Stromrichtung wird die Depression wesentlich durch die dem Grundwasser eigenthümliche Geschwindigkeit beeinflusst; hauptsächlich macht sich dies bei Nortons bemerkbar, welche in einiger Entfernung vom Brunnenmittel sich befinden.

5) Durch den zweiten Versuch wurde das Terrain in der nächsten Umgebung des Brunnens derart dislocirt, dass die Beobachtungen in sämmtlichen Nortons in der Nähe des Brunnens unzuverlässig werden.

6) Ein Theil der Unregelmässigkeiten kommt schliesslich auf zufällige und Beobachtungsfehler.

Trotz dieser zahlreichen Fehlerquellen zeigen uns die erhaltenen Curven der $B \xi_m$ als Function von v_m bezw. $\frac{1}{Z_m}$ doch übereinstimmend, dass der Widerstandscoefficient mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt, dass derselbe also proportional sein muss negativen Potenzen der Geschwindigkeit.

Nach diesen Betrachtungen ergiebt sich sofort, dass sich das Gesetz in der Form darstellen lassen muss:

$$\xi = \alpha + \sum_{n>1}^{n<\infty} \frac{\beta_n}{v^{\frac{1}{n}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Die beiden Grenzen für n ergeben sich aus der Ueberlegung, dass das Glied für $n = \infty$ bereits in der Constanten α enthalten ist; die Glieder der Reihe für $n = 1$ und $n < 1$ bringen jedoch in die Differentialgleichung der Depressionscurve Ausdrücke, welche durch die Natur der Sache ausgeschlossen sind und zwar aus den Gründen, welche ich seinerzeit beim Nachweise der Unrichtigkeit des Darcy-Dupuit'schen Gesetzes entwickelt habe.

Nachdem nun die allgemeine Form festgestellt ist, unter welcher sich das gesuchte Gesetz ausdrücken lassen muss, erübrigt uns noch die nähere Bestimmung der Exponenten der Reihe, welche summarisch mit

$$\sum_{n>1}^{n<\infty} \left(\frac{\beta_n}{v^{\frac{1}{n}}} \right)$$

bezeichnet wurde; zu diesem Zwecke sei zunächst daran erinnert, dass die Geschwindigkeit v umgekehrt proportional der Grösse Z ist, dass also die identische Gleichung bestehen muss:

$$\sum_{n>1}^{n<\infty} \left(\frac{\beta_n}{v^{\frac{1}{n}}} \right) = \sum_{n>1}^{n<\infty} \left(\gamma_n Z^{\frac{1}{n}} \right);$$

folglich wird sich die Grösse $B \xi_m$ durch die Relation ausdrücken lassen:

$$B \xi_m = A + \sum_{n>1}^{n<\infty} C_n Z_m^{\frac{1}{n}} \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

in welcher Reihe nur positive gebrochene Exponenten der Variablen Z vorkommen. In dieser Form macht sich die Exponentenbestimmung deshalb ungleich leichter, weil die abhängige Variable ξ in directem Abhängigkeitsverhältnisse zu dem Argumente Z steht.

Zur besseren Uebersicht wurde dieses Abhängigkeitsverhältniss wieder graphisch dargestellt und zwar wurden die Werthe von Z_m als Abscissen und die zugehörigen Werthe von $B \xi_m$ als Ordinaten aufgetragen, und die so erhaltenen Punkte durch kräftige Linien verbunden. Die nähere Betrachtung dieser Curven legt die Vermuthung nahe, dass es vollständig ausreichen dürfte, von obiger Reihe nur das erste Glied, also für $n = 2$ in Betracht zu ziehen; demnach das Gesetz durch die Näherungsgleichung

$$\xi = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}$$

auszudrücken, welche Annahme sofort einer näheren Prüfung unterzogen werden soll.

Unter Zugrundelegung dieser Näherungsgleichung ergiebt sich:

$$B \xi_m = A + C \sqrt{Z_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Dies ist die Gleichung einer gewöhnlichen Parabel, deren Axe parallel zur Axe der Z ist, deren Scheitel in der Axe der $B \xi$ selbst und zwar in der Entfernung A vom Coordinatenursprung liegt, und deren Parameter sich zu $\frac{1}{2} C^2$ bestimmt; die beiden Constanten A und C werden der Natur der Sache nach positiv sein; für unsere Zwecke kommt nur der auf der positiven Seite gelegene Theil der Parabel in Betracht.

(Schluss folgt.)

Ueber zwei neue Regulatoren und deren Combinationen mit einem Regulir- und Absperrventil.

Von Dr. **Proell** und **Scharowsky**, Geprüfte Civil-Ingenieure für Maschinenbau und Ingenieurwesen in Dresden.

(Hierzu Tafel VI.)

Das im Jahre 1877 herausgegebene Märzheft dieser Zeitschrift enthält eine Abhandlung betitelt: „Der Cosinus-Regulator (Patent von H. Gruson)". In derselben sind einige Eigenschaften dieses neuen Regulators theoretisch begründet, und auf der beigegebenen Tafel die Construction des Apparates detaillirt dargestellt. Die theoretischen Untersuchungen sind aber nicht erschöpfend geführt, und die in dem Aufsatze enthaltenen Behauptungen nur zum Theil begründet, zum Theil nicht zutreffend. Es sollen daher im Folgenden die zur eingehenden Erkenntniss der Wirkungsweise dieses neuen Apparates nothwendigen Ergänzungs-Untersuchungen angestellt und im Anschluss an diese ein Vergleich zwischen dem Cosinus-Regulator und dem Regulator nach Dr. Proell's Patent in seiner verbesserten Gestalt gezogen werden, wobei auch die Theorie des letzteren, soweit dieselbe zum Vergleich nothwendig ist, berücksichtigt werden wird.

In dem vorhin citirten Aufsatze über den Cosinus-Regulator ist ein für diesen charakteristisches Gesetz entwickelt worden, auf Grund dessen der Regulator seinen Namen „Cosinus-Regulator" erhalten hat. Dieses Gesetz lautet: „Das im Pendel des Regulators auftretende Centrifugalmoment ist proportional dem Cosinus des Ausschlagwinkels" und drückt sich mathematisch durch die Gleichung aus:

$$M_c = \frac{\omega^2}{g} Q\, r\, s \cos\psi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

worin bedeutet (vergl. Fig. 1, Taf. VI)

ω die Winkelgeschwindigkeit um die Regulatoraxe;
g die Beschleunigung der Schwere;
Q das Gewicht des Pendels;
ψ den Ausschlagwinkel;
r und s Längendimensionen.

Es sind in dieser Gleichung und im Folgenden genau die Bezeichnungen beibehalten worden, welche in jener Abhandlung gewählt worden sind. Die Fig. 1 stellt schematisch das linksseitige Pendel des Regulators in seiner tiefsten Stellung dar. Das Pendel besteht aus einer Kugel, welche sich auf dem einen Schenkel eines stumpfen Winkels ACD befindet. Der Scheitelpunkt C und der Endpunkt D des anderen Schenkels des Winkels sind die zwangläufig geführten Punkte eines festen Systems, dessen Massen so vertheilt sind, dass der gemeinsame Schwerpunkt nicht in den Kugelmittelpunkt, sondern in der tiefsten Lage des Systems rechts von der durch den Punkt C gelegten Verticalen nach S fällt. In dieser Verticalen ist Punkt C gezwungen zu verharren, während Punkt D auf einer Horizontalen sich zu bewegen gezwungen ist. Die zwangläufige Führung der Punkte ist schematisch durch das Zeichen der Prismenführung angedeutet.

Der Pol (augenblickliche Drehpunkt) des Systems liegt bekanntlich im Schnittpunkt der senkrecht auf den Bahnen von C und D errichteten Perpendikel, und eine unendlich kleine Verschiebung des Systems kann nach den Lehren der kinematischen Geometrie als eine unendlich kleine Drehung um den Pol $\mathfrak{P}$ aufgefasst werden. Ferner ist es eine bekannte Eigenschaft, dass der vom Pol nach irgend einem Punkte des Systems (das wir uns hier vollständig in einer Ebene befindlich denken) gezogene Strahl senkrecht auf der Bahn des Punktes steht. Die Strahlen $\mathfrak{P}A$ und $\mathfrak{P}S$ bestimmen sofort die Richtung, in welcher sich der Kugelmittelpunkt und der Schwerpunkt des Systems bewegen, wenn sie aus ihrer gezeichneten Lage in eine unendlich nahe übergehen.

Als unmittelbare Folgerung aus diesen kinematischen Wahrheiten ergiebt sich der Satz, dass man das Gleichgewicht der im System wirkenden äusseren Kräfte erhält, wenn man deren Momentengleichung um den Pol $\mathfrak{P}$ ansetzt.

Die äusseren Kräfte sind folgende: Es wirken

1) im Punkte C vertical abwärts das halbe Belastungsgewicht G;
2) im Punkte S das Gewicht des Pendels Q;
3) im Punkte S eine Centrifugalkraft, deren Moment um den Punkt C

$$M_c = \frac{\omega^2}{g} Q\, r\, s \cos\psi \text{ ist.}$$

Fällen wir vom Pol $\mathfrak{P}$ auf die Kraftrichtungen von G und Q die bezw. Lothe b und q und beachten wir, dass der Pol $\mathfrak{P}$ denselben Abstand von der Richtung der Centrifugalkraft hat wie Punkt C, so lautet die Gleichung des Gleichgewichtes:

$$G b + Q q = \frac{\omega^2}{g} Q\, r\, s \cos\psi,$$

woraus

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{G b + Q q}{Q\, r\, s \cos\psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

folgt. Die Lothe b und q sind Functionen des Ausschlagwinkels ψ und zwar ist

$$b = d \sin(\beta - \psi) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und

$$q = d \sin(\beta - \psi) + s \sin\psi \quad . \quad . \quad . \quad (4),$$

wenn wir die Strecke $CD = d$, Strecke $CS = s$, den Winkel $SCD = \beta$ setzen und den Winkel ψ rechts von der verticalen Axe YY negativ, links von derselben positiv zählen. Setzen wir die Werthe von b und q in Gleichung (2) ein, so erhalten wir:

$$\frac{\omega^2}{g} Q\, r\, s \cos\psi = (G + Q)\, d \sin(\beta - \psi) + Q\, s \sin\psi \quad (5).$$

Diese Gleichung ist identisch mit der auf S. 100 des oben citirten Aufsatzes hergeleiteten Gleichung. Aus derselben ergiebt sich:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{Q r s}} \sqrt{(G+Q) d \sin\beta - (G+Q) d \cos\beta \operatorname{tg}\psi + Q s \operatorname{tg}\psi} \quad (6).$$

Setzen wir die Werthe $G = 3Q$ und $\beta = 90°$, welche dem dort beschriebenen Regulator zu Grunde liegen, in die Gleichung ein, so folgt:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}}\sqrt{\frac{4d}{s} + \operatorname{tg}\psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

In jenem Aufsatze ist der constante Factor $\sqrt{\frac{g}{r}} = C'$ und $C' = \frac{100}{2{,}4495}$ gesetzt. Dieser Werth kann unmöglich dem auf der Tafel des Aufsatzes dargestellten Cosinus-Regulator entsprechen. Da derselbe in halber nat. Grösse dargestellt ist, und vorausgesetzt werden darf, dass derselbe in all seinen Theilen massstäblich gezeichnet ist, so ergiebt sich der Werth $r = 37^{mm},5$, und der Vergleich der von der Zeichnung abzugreifenden Dimensionen mit den im neuesten Prospect von H. Gruson enthaltenen Dimensionswerthen stellt unzweifelhaft die Identität des dargestellten Regulators mit No. I der Gruson'schen Scala fest.

In der mittleren Stellung des Regulators ist $\angle \psi = 0$, also folgt für diese aus Gleichung (7) die Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}}\sqrt{\frac{4d}{s}} = 2\sqrt{\frac{g}{r}}\sqrt{\frac{d}{s}} \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Die im angezogenen Prospect für No. I angegebene mittlere Umdrehungszahl pro Minute ist $n = 416$. Dieser Zahl entspricht nach der bekannten Beziehung $\omega = \frac{\pi n}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit $\omega = 43{,}56$. Setzen wir diesen Werth in Gleichung (8) ein, so folgt:

$$\frac{d}{s} = \frac{43{,}56^2}{4} \cdot \frac{37{,}5}{9810}; \quad \frac{d}{s} = 1{,}81.$$

Dieser Werth berichtigt den im Aufsatz des Märzheftes angegebenen Werth $\frac{d}{s} = {}^3/_2 = 1{,}5$.

Die Vertheilung der Massen im Pendel ist eine ziemlich ungleichmässige, so dass die directe rechnerische Bestimmung der Schwerpunktslage S, die vermuthlich den Werth $\frac{d}{s} = 1{,}5$ gegeben hat, im vorliegenden Falle umständlich und ungenau wäre. Hinlänglich genau würde die Lage von S durch Versuche zu bestimmen sein, wobei sich dann auch $\angle \beta$ experimentell ergeben würde.

Unter der Voraussetzung, dass dem Cosinus-Regulator No. I in der Gestalt, wie er von Gruson angefertigt wird, die Werthe $\frac{G}{Q} = 3$, $\beta = 90°$ und $\frac{d}{s} = 1{,}81$ zu Grunde liegen, ergeben sich an Stelle der im citirten Aufsatze auf S. 101 gegebenen Tabelle folgende fünf Werthe für Ausschläge des Pendels von $-20°$ bis $+20°$.

ψ	ω	n
−20°	42,4	405
−10°	43,0	411
0°	43,56	416
+10°	44,0	421
+20°	44,6	426

Innerhalb eines Ausschlagwinkels von 40° um gleiche Abweichungen von der Verticalen YY nach rechts und links ändert sich somit die Beweglichkeit fast proportional dem Ausschlagwinkel.

Der einem Ausschlagwinkel von 40° entsprechende Unbeweglichkeitsgrad ist

$$\varepsilon = \frac{44{,}6 - 42{,}4}{43{,}56} \sim 0{,}050,$$

also beträgt der Unbeweglichkeitsgrad, welcher einem Ausschlag von 10° entspricht, $\varepsilon = \frac{0{,}050}{4} = 0{,}0125$. Derselbe ist nach obiger Tabelle nahezu constant, an welcher Stelle wir auch die Differenz von 10° herausgreifen mögen. Vorstehendes Resultat befindet sich somit in Uebereinstimmung mit der Behauptung Gruson's, dass der Cosinus-Regulator innerhalb des ganzen Ausschlagwinkels (von 40°) nahezu gleich beweglich ist.

Ebenso wichtig wie die Beweglichkeit eines Regulators ist seine Energie.

Zur Berechnung der Energie des Cosinus-Regulators gehen wir von der Gleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{Gb + Qq}{Q r s \cos\psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

aus. Wir nehmen an, die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorspindel sei von ω auf ω_1 gestiegen; während dieser Veränderung sei der Regulator verhindert, die der veränderten Geschwindigkeit ω_1 entsprechende Gleichgewichtslage einzunehmen. Dann ist in der Hülse (dem Muff) des Regulators eine Energie aufgetreten, die sich als Zug nach oben äussert und äquivalent einer Zusatzbelastung $2K$ ist, welche zu der ursprünglichen Belastung $2G$ tretend, zusammen mit dieser bei der Geschwindigkeit ω_1 den Regulator in seiner alten Lage im Gleichgewicht halten würde. Einer Verminderung der Geschwindigkeit ($\omega_1 < \omega$) entspricht ein Druck in der Regulatorhülse nach unten, und dieser wieder ist äquivalent einer Entlastung des Regulators um den Werth $2K$. Es genügt also, in der Rechnung nur den ersten Fall zu berücksichtigen, da der zweite Fall auf diesen durch Verwandlung des positiven Vorzeichens in ein negatives übergeführt werden kann.

Nach Gleichung (2) ist die Beziehung zwischen der vermehrten Geschwindigkeit ω_1 und der Energie $E = 2K$

$$\frac{\omega_1^2}{g} = \frac{(G+K)b + Qq}{Q r s \cos\psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Durch Subtraction der Gl. (2) von Gl. (9) folgt:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega^2}{g} = \frac{Kb}{Q r s \cos\psi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und durch Division beider Seiten von Gl. (2) in Gl. (10):

$$\frac{\omega_1^2 - \omega^2}{2\omega^2} = \frac{Kb}{2(Gb + Qq)},$$

worin bekanntlich mit grosser Annäherung

$$\frac{\omega_1^2 - \omega^2}{2\omega^2} = \frac{\omega_1 - \omega}{\omega} = \varepsilon$$

dem Unempfindlichkeitsgrade gesetzt werden kann.

Gl. (11) lautet demnach:

$$\varepsilon = \frac{Eb}{4(Gb + Qq)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

oder nach Gleichung (3) und (4) die Werthe für b und q eingesetzt:

$$\varepsilon = \frac{E\, d \sin(\beta - \psi)}{4\,[G\, d \sin(\beta - \psi) + Q\, d \sin(\beta - \psi) + Q\, s \sin\psi]}$$

oder

$$4\,\varepsilon = \frac{E\, d \sin(\beta - \psi)}{(G + Q)\, d \sin(\beta - \psi) + Q\, s \sin\psi},$$

woraus folgt:

$$E = \frac{4\,\varepsilon\,[(G + Q)\, d \sin(\beta - \psi) + Q\, s \sin\psi]}{d \sin(\beta - \psi)} \quad . \quad (13).$$

Diese Gleichung lehrt, dass die Energie sowol vom $\angle \beta$ als auch $\angle \psi$ abhängig ist.

Im speciellen Falle, wo $\beta = 90^0$ ist, folgt:

$$E = \frac{4\,\varepsilon\,[(G + Q)\, d \cos\psi + Q\, s \sin\psi]}{d \cos\psi}$$

oder

$$E = 4\,\varepsilon\,[(G + Q) + Q\,\frac{s}{d}\,\mathrm{tg}\,\psi] \quad . \quad . \quad (14).$$

Auch hier ist $\angle \psi$ negativ einzuführen, wenn der Schwerpunkt S rechts von der Y-Axe, positiv, wenn derselbe links von dieser Axe liegt (vergl. Fig. 1).

In der mittleren Stellung des Regulators ist $\psi = 0$, also

$$E = 2\,\varepsilon\,.\,2(G + Q) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

d. h. die Energie ist direct proportional dem Gewicht sämmtlicher im Regulator schwingender Massen.

Es spricht dieses Resultat zu Gunsten des Cosinus-Regulators, so dass die Behauptung Gruson's, das ganze Material des Regulators einschliesslich der Pendelarme, Pendelnabe u. s. w. ausschliesslich der Welle und Frictionsrollen wirke zur Erzeugung der Energie mit, richtig ist. Doch fragt sich, ob dieser Vortheil nicht mit zu theuren Mitteln erkauft ist. Es soll darauf später zurückgekommen werden.

Im Anschluss an die vorausgegangene rechnerische Bestimmung des Gleichgewichtes, der Umdrehungszahl und Energie des Cosinus-Regulators soll hier noch eine graphodynamische Construction des Gleichgewichtes der äusseren Kräfte, der Umdrehungszahl und der Energie des Cosinus-Regulators folgen, die ein sehr instructives Beispiel für die erfolgreiche Anwendbarkeit der „Graphischen Dynamik“ auf die theoretische Maschinenlehre darbieten dürfte.

Wenn sich die drei am Pendel des Regulators wirkenden Kräfte, die halbe Belastung G, das Pendelgewicht Q und die Centrifugalkraft C das Gleichgewicht halten, so muss folgende geometrische Bedingung erfüllt sein: Es muss die Resultante sämmtlicher äusseren Kräfte für den Fall des Gleichgewichtes durch den Pol gehen. Dieser Satz der graphischen Dynamik ist identisch mit dem vorhin ausgesprochenen analytischen Satz, dass für den Gleichgewichtszustand die Summe der Momente sämmtlicher äusseren Kräfte um den Pol gleich Null sein muss. Man kann nun verschiedene Annahmen machen, z. B. es sei gegeben die Kraft G der Grösse und Richtung nach, die Kraft Q der Grösse und Richtung nach und die Centrifugalkraft C nur der Richtung nach. Man sucht die Grösse derselben, so dass sich die drei Kräfte am System das Gleichgewicht halten.

In diesem Falle verfährt man nach Fig. 2 wie folgt: Man construirt sich die Resultante $G + Q$ der Grösse und Richtung nach (etwa mittelst Kräfte- und Seilpolygon). Dieselbe schneidet im Punkte O die Centrifugalkraft C, deren Richtung, durch den Schwerpunkt S gehend, als bekannt zu betrachten ist. Aus Gl. (1) $C\, s \cos\psi = M_c = Q\, r\, s \cos\psi \frac{\omega^2}{g}$ folgt:

$$C = Q\, r \frac{\omega^2}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

Zieht man nun den Strahl $O\mathfrak{P}$, so liegt nach dem vorhin citirten Satz der graphischen Dynamik in diesem die Resultante der drei Kräfte G, Q und C. Da nun G und Q bekannt sind, so finden wir durch Bildung des Kräfteparallelogramms $OEFK$ in der Seite EO die Grösse der Centrifugalkraft C. Wenn man ferner durch den Endpunkt der in S angetragenen Kraft Q eine Horizontale zieht, so erhält man ein zweites Kräfteparallelogramm $OLAE$ mit der Linie AO als Diagonale. Der von dieser und der horizontalen Seite eingeschlossene Winkel γ ist durch die Gleichung

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{Q}{C} = \frac{Q}{Q \frac{\omega^2}{g}\, r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

gegeben, woraus folgt:

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{\frac{g}{\omega^2}}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Auf diese Gleichung gründen wir folgende graphische Construction des Werthes $\frac{g}{\omega^2}$:

Die Kraft G schneidet die Kraft C im Punkte T. Zieht man durch T eine Parallele zur Diagonale AO, so erhält man auf der Regulatoraxe den Abschnitt $BD = \frac{g}{\omega^2}$; denn im schraffirten $\Delta\, TBD$ ist obige Bedingung $\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{\frac{g}{\omega^2}}{r}$ erfüllt.

Im „Civil-Ingenieur“ Bd. XXII hat Dr. Proell eine Tabelle veröffentlicht, welche zu jedem Werthe $\frac{g}{\omega^2}$ die entsprechende Umdrehungszahl n pro Minute giebt. Umgekehrt kann auf Grund der oben gezeigten geometrischen Beziehungen zu jeder Umdrehungszahl n also jedem Werthe $\frac{g}{\omega^2}$ und zu dem als gegeben zu betrachtenden Werthe $\frac{G}{Q}$ die entsprechende Belastung G des Regulators construirt werden.

Die graphische Bestimmung der Energie E folgern wir aus der Gleichung (12), welche lautet:

$$\varepsilon = \frac{E\, b}{4(G\, b + Q\, q)}.$$

Bezeichnen wir den Hebelsarm der Resultante $G + Q$ in Bezug auf den Pol $\mathfrak{P}$ mit p, so ist

$$(G + Q)\, p = G\, b + Q\, q.$$

Gleichung (12) geht also über in:

$$\varepsilon = \frac{E\, b}{4\,(G + Q)\, p},$$

woraus wir die Proportion

$$\frac{E}{4\varepsilon} : G + Q = p : b$$

bilden. Wir setzen vorübergehend $\frac{E}{4\varepsilon} = X$.

Wenn wir in Fig. 2 den Pol $\mathfrak{P}$ nach N auf die Richtung der Centrifugalkraft C projiciren, den Schnittpunkt der Kraft G und der Seite FK mit M bezeichnen und M mit N verbinden, so erhalten wir auf der Resultantenrichtung OK den Schnittpunkt U. Es ist $OU = X = \frac{E}{4\varepsilon}$; denn obige Proportion lässt sich aus der angeführten Construction herleiten.

Ebenso leicht kann auch, wenn $\beta = 90^0$ gewählt wird, die Energie E graphisch auf Grund der Gl. (14)

$$E = 4\varepsilon\left(G + Q + \frac{Q\,s}{d}\operatorname{tg}\psi\right)$$

dargestellt werden.

Um die relativ grosse Veränderlichkeit der Energie im Cosinus-Regulator zu zeigen, setzen wir in Gl. (14) für ψ, entsprechend den früheren Annahmen, die beiden äussersten Werthe $\psi = -20^0$ und $\psi = +20^0$ ein, ferner $\frac{G}{Q} = 3$ und $\frac{s}{d} = \frac{1}{1{,}81}$, dann folgt:

$$E_{min} = \frac{4\varepsilon}{Q}\left(4 - \frac{\operatorname{tg} 20^0}{1{,}81}\right)$$

$$E_{max} = \frac{4\varepsilon}{Q}\left(4 + \frac{\operatorname{tg} 20^0}{1{,}81}\right)$$

und durch Division

$$\frac{E_{min}}{E_{max}} = \frac{4 - \frac{\operatorname{tg} 20^0}{1{,}81}}{4 + \frac{\operatorname{tg} 20^0}{1{,}81}} = \frac{4 - 0{,}2}{4 + 0{,}2} = \frac{3{,}8}{4{,}2}$$

oder

$$\frac{E_{min} - E_{max}}{E} = \frac{4{,}2 - 3{,}8}{4{,}0} = 0{,}1.$$

Die Veränderlichkeit der Energie des Cosinus-Regulators beträgt hiernach für die oben angenommenen Werthe etwa 10 pCt., ist also relativ sehr gross.

Die vorstehenden Rechnungen und Constructionen haben ein klares Bild von der Wirkungsweise des Cosinus-Regulators entworfen. Um nun einen Vergleich zwischen diesem und dem Regulator nach Dr. Proell's Patent in seiner neuen verbesserten Gestalt*) anzustellen, soll für diesen zunächst das Gleichgewicht der äusseren Kräfte, der Umdrehungszahl (bezw. des Werthes $\frac{g}{\omega^2}$) und der Energie bestimmt werden und zwar mit Hinzuziehung einiger Rechnungen ebenfalls auf graphodynamischem Wege.

Was zunächst die Construction dieses neuen Regulators (Fig. 7) anbelangt, so ist zu erwähnen, dass derselbe sich durch eine eigenthümliche zwangläufige Führung des Kugelmittelpunktes auszeichnet, welche denselben in einer Curve höheren Grades führt. Das zwangläufig geführte System besteht aus einer geraden Stange S, welche schwach conisch zulaufend an ihrem dickeren Ende eine angegossene bezw. aufgesetzte Kugel P trägt und in ihrer Mitte excentrisch von ihrer Mittellinie unterhalb der Kugel bei Z_2 drehbar an zwei schmiedeeisernen Hängeschienen l, l angeschlossen ist. Die Bahncurve des Kugelmittelpunktes O nimmt gegen die Axe des Regulators eine derartige Lage ein, dass sie nur eine sehr geringe Abweichung von der astatischen Curve zeigt.

Die Bewegung des Kugelmittelpunktes in der durch die zwangläufige Führung des Kugelträgers vorgezeichneten Bahn und die Massenvertheilung in den Hängearmen und namentlich im Kugelträger bewirken es, dass der Beweglichkeitsgrad ein relativ sehr grosser ist. Er ist grösser als derjenige des Cosinus-Regulators mit einem Winkel $\beta = 90^0$. Der Beweglichkeitsgrad beträgt etwa 2 pCt. und ändert sich innerhalb des benutzten Ausschlages für praktische Zwecke gleichmässig genug. Wenn auch bei diesem Regulator eine Proportionalität zwischen der Beweglichkeit (oder richtiger dem Unbeweglichkeitsgrad ζ) und dem Ausschlag wie beim Cosinus-Regulator nicht bemerkbar ist, so zieht das den Werth des ersteren durchaus nicht herab. Eingehende Versuche haben gezeigt, dass die Beweglichkeit des Proell'schen Regulators in der Nähe seiner obersten Stellung fast ebenso gross ist als in seiner untersten, und dass die nie mit Rechnung genau zu verfolgenden Reibungswiderstände von grösserem Einfluss auf den Ausschlag des Regulators sind als das Gesetz, nach welchem sich die Beweglichkeit innerhalb des Hubes ändert. Was die Grösse und Beständigkeit der Energie und die Mittel, eine solche herbeizuführen, anbelangt, so übertrifft hierin dieser Regulator den Cosinus-Regulator bedeutend. Um diese Behauptungen wissenschaftlich zu begründen, sollen folgende Untersuchungen vorgenommen werden.

Wir legen denselben die vorhin bei den analogen Untersuchungen am Mechanismus des Cosinus-Regulators angeführten Sätze der kinematischen Geometrie und graphischen Dynamik zu Grunde. Hiernach construiren wir uns, wie in Fig. 3 geschehen, zunächst den Pol $\mathfrak{P}$. Wir betrachten als gegeben: Das Belastungsgewicht $2G$ und das Kugelgewicht Q der Grösse und Richtung nach und die Centrifugalkraft C der Richtung nach.

Wir setzen die Kräfte G und Q zu einer Resultante $G + Q$ zusammen, so dass deren Moment $(G + Q)p$ gleich ist der Summe der Momente $Gb + Qq$, beide bezogen auf den Pol $\mathfrak{P}$.

Die Richtung von $G + Q$ schneidet die Richtung der Centrifugalkraft C im Punkte O. Verbinden wir O mit $\mathfrak{P}$, so muss in diesen Strahl die Richtung der Resultante sämmtlicher äusseren Kräfte fallen, vorausgesetzt, dass diese im Gleichgewicht mit einander stehen. Machen wir $OK = G + Q$ und ziehen durch K eine

*) Dieselbe ist verschieden von den von Dr. Proell in d. Z. Bd. XVII veröffentlichten Constructionen. Obige Darstellung ist aber insofern werthvoll, als sie in ihrem weiteren Verlauf zu einer auf den ersten Blick nicht zu erkennenden sehr nahen Verwandtschaft der beiden im vorliegenden Aufsatz behandelten Regulatoren führen wird.

Horizontale, so schneidet diese den Strahl $O\mathfrak{P}$ in F. Vervollständigen wir aus OKF das Parallelogramm der Kräfte, so finden wir in dessen Seite OE die Centrifugalkraft C. Tragen wir auf der Schwerrichtung der Kugel von S die Strecke Q ab und ziehen durch deren Endpunkt eine Horizontale, so erhalten wir ein neues Parallelogramm $OLAE$, dessen Diagonale OA unter dem $\angle \gamma$ gegen die Horizontale geneigt, die Grösse und Richtung der Resultante aus Q und C giebt.

Vergleichen wir den Gang vorstehender Construction mit der analogen Construction beim Cosinus-Regulator und die Fig. 3 mit Fig. 2, so machen wir die höchst interessante Bemerkung, dass sich beide Constructionen bis ins kleinste Detail decken. Es sind mit Rücksicht hierauf auch sämmtliche gleichwerthigen Linien und Eckpunkte mit denselben Buchstaben bezeichnet. Uebertragen wir also noch die in Fig. 2 befindliche Construction des Werthes $\frac{g}{\omega^2}$ und des Werthes $\frac{E}{4 r}$ (bezw. der Energie) in die Fig. 3, so erhalten wir in der Strecke BD und OU graphodynamisch den Werth $\frac{g}{\omega^2}$ und $\frac{E}{4 r}$ für unseren Regulator.

Sämmtliche bei der Theorie des Cosinus-Regulators hergeleiteten Gleichungen und Constructionen, welche den Gleichgewichtszustand, den Werth $\frac{g}{\omega^2}$ und die Energie E bestimmen, sind also unmittelbar anwendbar auch auf unseren Regulator. Diese Verwandtschaft beider Regulatoren, welche wir bis dahin auf die gleichartige Entstehung der graphodynamischen Constructionen basirt haben, tritt aber in ein noch helleres Licht, wenn wir eine kinematische Umwandlung des Cosinus-Regulators in unseren vornehmen, die den Cosinus-Regulator seines abweichenden Aussehens vollständig entkleiden und die Eigenthümlichkeiten beider Regulatoren nur auf verschiedene Formgebung der Pendel (oder Kugelträger) reduciren wird.

Fig. 4 zeigt noch einmal schematisch den Mechanismus des Cosinus-Regulators wie Fig. 1, ohne die Constructionslinien der Kräfte u. s. w. Die Punkte C und D werden zwangläufig in einer Verticalen bezw. Horizontalen geführt. Die Verbindungslinie beider Punkte CD macht also beim Ausschlag des Pendels dieselbe zwangläufige Bewegung, wie die gerade Stange eines Ellipsenlenkers. Die gerade Führung des Punktes D in einer Horizontalen könnten wir also auch mathematisch genau dadurch herbeiführen, dass wir im Halbirungspunkt E der Linie BD einen Zapfen bilden, in demselben den Gegenlenker anschliessen, dessen Richtung durch den Pol geht und der in F im Abstande $EF = E\mathfrak{P}$ drehbar aufgehängt ist. Das so veränderte Pendel des Cosinus-Regulators würde theoretisch genau dieselbe Wirkung haben. Es ist in Fig. 5 besonders gezeichnet. In derselben ist der Ansatz, welcher den Zapfen D trägt, fortgelassen. Der Schwerpunkt des Pendels liegt nach wie vor in S. Ein Punkt C des Pendels (oder allgemeiner des zwangläufig geführten Systems) wird in einer Verticalen geführt und steht in einem festen Zusammenhange mit der Hülse (Muff), von welcher der Ausschlag des Pendels auf das Stellzeug übertragen wird. Ein zweiter Punkt E des Systems wird gezwungen, sich in einem Kreisbogen zu bewegen. Der Aufhängepunkt F steht in festem Zusammenhang mit der Regulatoraxe, was schematisch durch Schraffirung angedeutet ist.

Gehen wir nun auf den Proell'schen Regulator über, so haben wir in demselben ebenfalls ein Pendel, von welchem ein Punkt auf einer Verticalen, ein zweiter Punkt in einem Kreisbogen zwangläufig geführt wird. Das Pendel dieses Regulators könnte also in passendem Massstabe ausgeführt statt des Pendels des Cosinus-Regulators in C und E angeschlossen werden.

In Fig. 6 ist das Pendel dieses Regulators in die unverändert gelassene Gelenkverbindung des modificirten Cosinus-Regulators eingezeichnet. Die Verlegung der Rotationsaxe auf die andere Seite des festen Punktes F giebt genau das Bild des Proell'schen Regulators.

Auf Grund vorstehender Darstellung unterscheidet sich also im Princip der Cosinus-Regulator von dem Proell'schen nur dadurch, dass in jenem ein von unserem verschieden und bedeutend complicirter gestaltetes Pendel rotirt, und dass die Rotationsaxe im Cosinus-Regulator auf der anderen Seite und in einem relativ anderen Abstande vom festen Punkte F sich befindet. Bei beiden Regulatoren wirkt im Punkte C die der Centrifugalkraft entgegenwirkende Belastung des Pendels.

Als Folgerung aus dem vorausgegangenen kinematischen Umwandelungsprocess dürfte sich zunächst die Thatsache ergeben, dass das, was der Erfinder des Cosinus-Regulators zu erreichen gesucht hat, in keinem Verhältniss zur Complicirtheit der Construction steht. (Man vergleiche zu dem Ende Fig. 7, Taf. VI mit Fig. 1 und 2 der Taf. VI des Märzheftes von 1877).

In kinematischer Hinsicht ist die zwangläufige Führung des Pendels im Cosinus-Regulator bedeutend complicirter als in dem Proell'schen, in praktischer Hinsicht ist zu bemerken, dass beim Cosinus-Regulator, infolge der zu beiden Seiten der Axe unsymmetrisch vertheilten Massen der Pendel, in diesen Seitenkräfte auftreten, aus welchem Grunde auch die Pendel sehr breit gelagert werden mussten. Dass durch diese Seitenkräfte viel von der Empfindlichkeit des Cosinus-Regulators verloren gehen muss, bedarf wol kaum der Erwähnung. Bei dem Proell'schen Regulator treten dagegen wegen der zur Längsschnittebene vollständig symmetrisch vertheilten Massen der Pendel (Kugelträger) derartige Seitenkräfte nicht auf.

Die vorhin behandelte Theorie dieses Regulators hat für diesen (wir wählen No. I der Lauchhammerschen Scala) folgende Werthe gegeben. Dieselben sind graphisch mit möglichster Genauigkeit ermittelt. Der Regulator No. I hat 40^{mm} Hub. Für fünf Lagen desselben ergaben sich für n, $\frac{g}{\omega^2}$ und E folgende Werthe:

(Der Weg der Hülse von 40^{mm} wurde in vier gleiche Theile getheilt, die mit No. 1 bis 5 bezeichnet sind.)

No.	n	$\frac{g}{\omega^2}$	E
1	119,7	62,4	0,512
2	119,8	62,3	0,505
3	120	62,1	0,500
4	120,7	61,4	0,497
5	121,6	59,7	0,490

Die Energie E ist auf $^1/_{50}$ Aenderung in der Umdrehungszahl bezogen. Nach der Tabelle betrüge der Unbeweglichkeitsgrad $\zeta = \frac{121{,}6 - 119{,}7}{120} = \frac{1{,}9}{120} = 0{,}016$.

Die Gelenkverbindung macht den Regulator ein wenig statischer, so dass der Unbeweglichkeitsgrad statt 0,016 etwa 0,02 also 2 pCt. beträgt. Die Energie ändert sich nur im Betrage von $\frac{0{,}512 - 0{,}490}{0{,}5} = \frac{0{,}022}{0{,}5} = 0{,}044$ also um 4,4 pCt.

Beim Cosinus-Regulator mit dem $\angle \beta = 90°$ fanden wir eine Veränderlichkeit der Energie von 10 pCt. und einen Unbeweglichkeitsgrad von 5 pCt. entsprechend einem Hube von 38^{mm}.

Wenn man aus dem von **Gruson** angegebenen Werthe des Druckes, welchen sein Regulator in der Ruhelage auf den Stellring unter der Hülse ausübt, rückwärts auf das Gewicht der Pendel und der Belastungsurne schliesst, so erhält man für den Cosinus-Regulator No. I den Werth

$$2\,(G + Q) = 5^k{,}872.$$

Setzen wir den Werth der Sicherheit halber etwas höher = rund 6, so folgt nach Gleichung (15) die Energie für $E = {}^1/_{50}$ Aenderung der Umdrehungszahl

$$E = {}^2/_{50} \cdot 6 = {}^{12}/_{50} = 0^k{,}24.$$

Dagegen besitzt unser Regulator No. I bei $^1/_{50}$ Tourenänderung $0^k{,}5$ Energie, also eine etwa doppelt so grosse Energie als die gleichwerthige Grössennummer des Cosinus-Regulators. — (Schluss folgt.)

Vermischtes.

Vorschlag zu einem Differential-Regulator.

Von **Wilhelm Meyer**, Director der Maschinenfabrik in Villach.*)

(Hierzu Fig. 1 bis 6, Tafel V.)

Die Figur 5 der Taf. V ist eine Copie der Zeichnung Fig. 3 Blatt V von **Redtenbacher**'s Bewegungsmechanismen, mit dem einzigen Unterschiede, dass statt des dort gezeichneten Rades e hier ein Zeiger e gezeichnet ist, um die Uebereinstimmung mit dem Zeiger f der Fig. 2 zu erhalten. Die Beschreibung der Zeichnung gebe ich wörtlich nach **Redtenbacher**.

„Differential-Räderwerk mit Kegelrädern." Dieses Rädersystem, welches bekanntlich bei den Banc-à-broches-Maschinen zur Federaufwickelung gebraucht wird, ist seinem Wesen nach ein Mechanismus, durch welchen drehende Bewegungen summirt oder abgezogen werden können.

a ist eine Achse, mit welcher das Kegelrad b fest verbunden ist. c ist ein Kegelrad, das sich frei auf der Achse a dreht. Mit demselben sind die cylindrische Röhre d und der Zeiger e fest verbunden. c, d und e bilden also einen Körper, der sich frei auf a dreht. f ist ein Stirnrad, das sich frei auf a dreht; es wird von der Achse g aus vermittelst des Getriebes h bewegt. i ist ein sogenanntes Planetenrad, dessen Achse in dem Körper von f gelagert ist, und dessen Zähne in jene der Kegelräder b und c eingreifen; k ist ein wegen des Planetenrades i angebrachtes Gegengewicht. Werden die Achsen a und g vermittelst der daran befindlichen Kurbeln, wie die Pfeile andeuten, nach einerlei Richtung gedreht, so entsteht in dem Rade c und in dem mit ihm verbundenen Zeiger e eine drehende Bewegung nach der in der Zeichnung angedeuteten entgegengesetzten Richtung und die Geschwindigkeit dieser Bewegung wird auf folgende Weise bestimmt:

Nennt man $\binom{n}{b}$, $\binom{n}{f}$, $\binom{n}{e}$ die Anzahl der Umdrehungen von b, f und e in einer Minute, so ist, wenn die Bewegungen nach den in der Zeichnung angegebenen Pfeilrichtungen erfolgen:

$$\binom{n}{e} = \binom{n}{b} + 2\binom{n}{f} \quad \ldots \ldots \quad (1).$$

Wird a nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist, so ist:

$$\binom{n}{e} = -\binom{n}{b} + 2\binom{n}{f} \quad \ldots \ldots \quad (2).$$

*) Vom Verfasser als Abdruck in „Vorträge, gehalten im Polytechnischen Club in Graz" eingesandt.

Wird dagegen g nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist, so hat man

$$\binom{n}{e} = \binom{n}{b} - 2\binom{n}{f} \quad \ldots \ldots \quad (3).$$

In dem ersteren dieser drei Fälle bewirkt der Mechanismus eine Addition, in den beiden letzteren Subtraction. Fällt der Werth von $\binom{n}{e}$ negativ aus, so ist dies ein Zeichen, dass die Bewegung von e nach einer Richtung erfolgt, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist.

Ist $\binom{n}{b} = 2\binom{n}{f}$, d. h. dreht sich das Rad b zweimal so schnell als f und sind die Bewegungsrichtungen dieser Räder entgegengesetzt, so wird $\binom{n}{e} = O$, d. h. der Zeiger e macht dann keine Bewegung. —

Meines Wissens sprach **Redtenbacher** zuerst die Idee aus, dass der gezeichnete (oder jeder andere in ähnlicher Weise wirkende) Differentialräder-Mechanismus sich zu einem Regulator für jede Art von Maschinen eigne. Bewegt man eine der beiden Antriebswellen mit stets gleich bleibender Geschwindigkeit, z. B. durch ein Uhrwerk, die andere Welle durch die zu regulirende Maschine, so wird, wenn die Uebersetzungsverhältnisse richtig gewählt sind, der Zeiger e ruhig stehen bleiben, so lange die Maschine genau die normale Geschwindigkeit hat. Sobald aber die Maschine ihre Geschwindigkeit ändert und zwar entweder ins Schnelle oder ins Langsame, so wird der Zeiger e sich bewegen je nach der einen oder nach der anderen Richtung, mit um so grösserer Geschwindigkeit, je grösser die Geschwindigkeitsdifferenz der Maschine im Verhältniss zur normalen ist. Ersetze ich jetzt, um ein bestimmtes Beispiel zu gebrauchen, den Zeiger e durch einen Hebel oder ein Zahnrad, die in passender Weise auf die Dampfzuleitungsvorrichtung oder die Expansionsstellung einer Dampfmaschine oder aber auf den Schützen eines Wassermotors u. s. w. einwirken, so ist damit das **theoretische Ideal eines Regulators** geschaffen. In wie weit dieses theoretische Ideal allen Anforderungen der Praxis genügt, will ich weiter unten näher beleuchten. Dieser ideale Regulator nun liess mir lange Zeit keine Ruhe. Ich glaubte, dass man nur deshalb ihn nicht anwende, weil die genau gleichbleibende Geschwindigkeit etwa von einem wirklichen **Uhrwerk** abzuleiten zu complicirt und zu kostspielig sei. Würde man wirklich in einem einzelnen Falle ein solches Uhrwerk anwenden wollen, so wäre auch dieses zu mancherlei

Störungen geneigt und müsste noch eigens construirt sein, um selbst in dem Falle keiner Störung seiner genauen Geschwindigkeit unterworfen zu sein, wenn es bei eintretender Geschwindigkeitsänderung der zu regulirenden Maschine in die Lage käme, zu reguliren, d. h. irgend eine Arbeit (in der mechanischen Bedeutung des Wortes) zu verrichten.

Ich versuchte demnach mit Hilfe der zu regulirenden Maschine allein nach dem Princip der Differentialbewegungen etwas zu erreichen und kam zu folgendem Schlusse:

„Gelingt es, durch Combination einer constanten, sich stets gleich bleibenden Geschwindigkeit mit der variablen Geschwindigkeit der Maschine Differentialbewegungen zu erzielen, die zur Regulirung der Maschine zu verwenden sind, so muss dasselbe möglich sein durch Combination der variablen Geschwindigkeit der Maschine mit einer durch die Maschine selbst erzeugten, somit auch variablen Geschwindigkeit, deren Veränderlichkeit aber in anderem Massstabe wächst als die der Maschine selbst."

Wie die Anwendung der Centrifugalkraft fast allen bis jetzt bekannten Regulatoren, deren Anzahl bekanntlich keine kleine ist, zu Grunde liegt, so bot sich auch mir kein anderes Mittel, den oben ausgesprochenen Satz in die Praxis zu übersetzen.

Das Beispiel einer variablen Geschwindigkeit, deren Veränderlichkeit in anderem Masse wächst als die Veränderlichkeit der Maschine, bietet die Kugel des gewöhnlichen Wattschen Centrifugalregulators. Bringe ich in derselben Entfernung von der Regulatorachse, die die Kugeln des Regulators bei normalem Gange der Maschine haben, eine Kugel in fester Verbindung mit der Achse an, so wird bei normalem Gange der Maschine die Geschwindigkeit beider Kugeln gleich sein. Während aber bei wachsender Umgangszahl die Geschwindigkeit der festen Kugel genau proportional der Geschwindigkeit der Maschine wächst, wächst die Geschwindigkeit der an einem Pendelarm aufgehängten Regulatorkugel in höherem Masse, da ausserdem, dass sie mit der Achse eine grössere Anzahl Umdrehungen macht, auch ihr Abstand von der Axe sich vergrössert, sie sich in einem grösseren Kreise bewegt. Sobald der normale Gang der Maschine sich ändert, tritt ein Unterschied in der absoluten Geschwindigkeit der festen und der beweglichen Kugel ein, der allerdings in dem soeben besprochenen Falle schwer auszunutzen sein würde.

Eine solche Bewegungsdifferenz für regulirende Zwecke nutzbar zu machen, ist in der That schwieriger, als es im ersten Augenblicke erscheint. Eine Lösung der Frage ist auf Taf. V dargestellt. Die Fig. 1 bis 4 zeigen ein Modell, wie es für die Modellsammlung der technischen Hochschule in Graz bestimmt ist.

Die im Modell von einer Kurbel bewegte Achse *a* repräsentirt die von der Maschine aus angetriebene Hauptachse des Regulators. Auf ihr beweglich, auf einem vierkantigen Stück derselben, ist das Querstück *b*, in welches die horizontale Welle *c* eingelagert ist, für deren Durchgang die Welle *a* mit einem Ausschnitt versehen ist. Die Welle *a* geht mit Spielraum frei durch die Nabe des conischen Rades *A* hindurch, welches concentrisch mit ihr in dem Gussständer *d* gelagert ist. Mit *A* fest verbunden ist das conische Rad *C*, welches durch Eingreifen in *D* die Bewegung des Rades *A* auf die Welle *e* überträgt, welche im Modell den Zeiger *f* trägt und bei Anwendung der Construction als Regulator die regulirende Bewegung auszuführen hätte. Auf der Welle *c* fest sind das conische Rad *B* und ein Stück *d*, lose auf derselben läuft das Rad *g* und ebenfalls lose verschieblich auf der Welle *c* sind die zwei Armkreuze *k*, die mit dem Schwungring *i* verschraubt sind. Das System *k i k* ist sonach auf der Welle *c* verschieblich. In Verbindung gebracht mit dem auf der Welle *c* festen Theil *d* ist es durch vier Federn *h*, die mit *d* verschraubt sind, deren Enden in Ausschnitten von *i* spielen und das ganze System *k i k* gegen die Mitte der Construction hin zu bewegen streben. Der Schwungring *g*, der ebenso wie *i* auf einer Ringfläche der Fundamentplatte läuft, dient nur, um der Welle *c* eine gleichmässige Auflagerung zu geben und als Gegengewicht für *i*, um schleudernde Bewegungen der ganzen Construction zu verhindern. Der Kraft der Federn *h* entgegen wirkt im Zustande der Bewegung die Centrifugalkraft des Systems *k i k*. Sind die Federn *h* passend dimensionirt, so stellt sich für jede Geschwindigkeit der Maschine (innerhalb von der absoluten Stärke der Federn abhängigen Grenzen) ein Gleichgewichtszustand her, einer bestimmten Entfernung von *k i k* von der Mittelaxe entsprechend. Die gezeichnete Stellung ist die für den normalen Gang der Maschine, bei welcher die Verbindungslinie des Kreuzungspunktes der Axen *a*, *c* mit jenem Punkt, in welchem die Berührung von *i* mit der Lauffläche der Fundamentplatte stattfindet, zugleich durch den Berührungspunkt der Theilkreise von *A* und *B* hindurchgeht. In demselben Masse, wie sich der Umfang des Rades *i* auf der Lauffläche abwälzt, wälzt sich auch das Zahnrad *B* auf dem Zahnrad *A* ab und das letztere verbleibt ohne Bewegung. Sobald aber der Schwungring *i* sich auf einem grösseren oder kleineren Kreise abwälzt als der gezeichnete ist, muss eine Bewegung des Rades *A* und zwar nach der einen oder nach der anderen Seite hin stattfinden.

(Schluss folgt.)

Nochmals über Dampfverluste.

Von J. Völckers.

In Heft 2 d. Bds. bespricht Hr. R. W. die zweite Auflage meines „Indicator", dessen Umarbeitung Hr. Ziebarth übernommen hatte, und erwähnt meiner dabei in so freundlichen Ausdrücken, dass ich ihm meinen aufrichtigen Dank dafür ausspreche. Gegen Schluss rügt Hr. R. W., dass in dieser neuen Auflage die Dampfverluste noch vorzugsweise der Undichtigkeit von Schieber und Kolben zugeschrieben werden, während man jetzt allgemeiner der Ansicht sei, dass die Flächencondensation im Dampfcylinder hauptsächlich jene Verluste mit sich bringe. Ich dagegen freue mich, dass Hr. Z. bei der Umarbeitung, welche er mit Aufopferung von Zeit und Mühe übernommen, und wofür den Dank öffentlich auszusprechen ich gern diese Gelegenheit benutze, diese meine Ansicht aufrecht erhalten hat, und stehen wir mit dieser Ansicht auch nicht ganz allein. Wenn auch vielfach behauptet wird, dass die Undichtigkeit von Schieber und Kolben eine unwesentliche Rolle spiele, wie z. B. Hr. Rudolf Escher in seiner Abhandlung über den Einfluss der Cylinderwandungen auf das Verhalten des Dampfes in der Dampfmaschine („Civilingenieur", Bd. XXII, S. 33) nachzuweisen suchte, und dann ganz folgerichtig (S. 49) zu dem Schlusse kommt, dass meine Verlustformel nicht brauchbar sei, so vertreten z. B. Hr. Riehn in seinen Bemerkungen zu der vorstehend erwähnten Escher'schen Abhandlung („Civilingenieur", Bd. XXIII, S. 75), Hr. Ehrhardt in seinem Vortrage über den Dampfconsum der Dampfmaschine (Bd. XIX, S. 453, d. Z.), Hr. v. Gizycki (Bd. XX, S. 722, d. Z.) unsere Ansicht, und darf ich diesen wol auch Hrn. R. W. selbst zuzählen, der wenigstens bestätigt, dass meine Verlustformel immer noch als die mit der Erfahrung am besten übereinstimmende anerkannt werde. Das wäre, wie Hr. Escher sehr richtig erklärt, nicht möglich, wenn die Flächencondensation vorwiegende Ursache der Verluste wäre.

Eine der ausführlichsten Beweisführungen gegen meine Ansicht, welche mir vorliegt, ist die oben erwähnte von R. Escher, und heisst es a. a. O. S. 38: „2. Wenn die Differenz „zwischen Speisewasser und Admissionsdampf sich nicht „durch Undichtigkeiten erklären lässt, so bleibt nichts „anderes übrig als anzunehmen, dass sich der ganze Ueber„schuss, sofern er nicht in mechanisch mitgeführtem Wasser „bestand, während der Admission an den Cylinder„wandungen, an Deckel und Kolben niedergeschla„gen habe, die sich während der vorhergehenden Aus„strömungsperiode beträchtlich abkühlten."

Wohin diese Hypothese führt, werde ich durch eine einfache Rechnung darlegen und benutze dazu aus meinem „Indicator" das Beispiel No. 9 der Tab. X, welches dem Versuche No. 4 S. 106 entnommen und von Hrn. Escher seinen Betrachtungen mit zu Grunde gelegt ist.

In diesem Beispiele beträgt der gesammte Speisewasserverbrauch pro Secunde $S = 0^k{,}1369$. Nehme ich nun mit Hrn. Escher an, dass das mitgerissene Wasser aus dem Kessel und das in der Rohrleitung condensirte Wasser zusammen 25 pCt. betragen, so treten an reinem Dampf in den Cylinder $0{,}75 \cdot 0{,}1369 = 0^k{,}1026$ pro Secunde, während der aus dem

Diagramm am Ende der Admission nachgewiesene nutzbare Dampf $S_1 - S_2 = 0^k{,}0492$ beträgt. Die Differenz $0{,}1026 - 0{,}0492 = 0^k{,}0532$ soll also nach Escher durch Condensation an den Flächen des Cylinders und Kolbens während der Admission verloren sein. Es gebt diese Condensation aber nicht in einer Secunde, sondern, da die Maschine mit $^1/_8$ Füllung arbeitete, — auf den Warzenkreis bezogen — in nicht ganz $^1/_4$ Secunde vor sich und zwar an einer Wandfläche von $2 . 0{,}2373 + \pi . (0{,}3542 + 0{,}0692) = 0^{qm}{,}6244$.

Dieses so condensirte Wasser soll nun nach Escher während der Expansionsperiode wieder grossentheils verdampfen. Nehme ich für diesen Fall an, dass während der Expansionsperiode nicht allein das während der Admission condensirte, sondern auch noch das aus Kessel und Rohrleitungen herstammende Wasser verdampft werde, so beträgt also der schliesslich im Cylinder befindliche Dampf $0^k{,}1369$ pro Secunde, und soll dieser Dampf während der ganzen Ausströmungsperiode condensirt werden. Wenn aber an einer durch Umhüllung nach aussen wohlgeschützten Wandfläche, welche allerdings durch expandirenden Dampf und verdampfendes Wasser abgekühlt wurde, von $0^{qm}{,}6244$ in $^1/_4$ Secunde $0^k{,}0532$ Dampf condensirt wurde, so wird wol zur Condensation von $0^k{,}1369$ pro Secunde also der wenig mehr als $2^1/_2$fachen Dampfmenge in der mehr als vierfachen Zeit ein gleich grosser Oberflächencondensator ausreichend sein. Da die Dampfmaschine mit 36,5 Indicator-Pferdest. arbeitete, so würde also ein Oberflächencondensator mit $0^{qm}{,}0171$ pro Indicator-Pferdestärke genügen.

Nun, ich denke, wer sich je mit Anlage von Flächencondensatoren beschäftigt hat, wird ohne weitere Rechnung zugestehen, dass die Dampfverluste der Dampfmaschine nicht vorzugsweise, viel weniger ganz, der Flächencondensation im Cylinder zuzuschreiben sind, und halte ich mich vorläufig noch berechtigt, die Escher'sche oben angeführte Schlussfolgerung umzudrehen und zu sagen: Wenn die Differenz zwischen Speisewasser und Admissionsdampf sich nicht an den Cylinderwandungen, an Deckel und Kolben niedergeschlagen hat, so bleibt nichts anderes übrig als anzunehmen, dass der Ueberschuss, sofern er nicht in mechanisch mitgeführtem Wasser bestand, vorzugsweise durch Undichtigkeiten verloren ging.

Dass ich übrigens den Einfluss der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Cylinderwandungen anerkenne, habe ich an verschiedenen Stellen im „Indicator" ausgesprochen und zu erläutern gesucht. Hat mir doch Hr. Prof. Dr. Weiss in seinen Abhandlungen „Ueber die ideale und reale Expansionscurve" („Zeitschr. des Arch.- und Ing.-Ver. zu Hannover" XIX, 4) und „Die calorischen Einwirkungen der Cylinderwandungen unserer Dampfmaschinen auf die Form der Indicatordiagramme und auf den Dampfverbrauch" (a. a. O. XX, 1) nachgewiesen, dass ich diese calorischen Einwirkungen noch zu hoch geschätzt habe. Schliesslich möchte ich noch darauf hinweisen, dass nach der Flächencondensations-Theorie bei Maschinen ohne Expansion, bei welchen also eine Rückverdampfung nicht stattfindet, der ganze Verlust am Ende des Kolbenweges in Form von Wasser im Dampfcylinder vorhanden sein müsste. Wenn nun auch Hr. Prof. Bauschinger in seiner Entgegnung an Hrn. Dr. Weiss („Zeitschr. des Arch.- und Ing.-Ver. zu Hannover" XX, 2) sagt: „Das in einer „Dampfmasse durch Condensation gebildete Wasser ist so „fein vertheilt, dass es lange Zeit braucht, um niederzufallen „und daher im bewegten aber auch nur periodisch bewegten „Dampfe zum grössten Theile mit fortgerissen würde", so bin ich doch der Ansicht (der Beweis allerdings möchte von einem wie dem anderen schwer zu führen sein), dass z. B. in einem Falle wie No. 1, Tab. X meines „Indicator", wo der Verlust S_3 ungefähr $1^1/_2$ mal soviel beträgt wie der durch den Indicator nachgewiesene Dampf $S_1 - S_2$, doch ein bedeutender Theil des Wassers wieder fallen würde, dass man für die Abführung dieses Wassers in ganz anderer Weise sorgen müsste, wie das bis jetzt geschehen, wenn nicht täglich Brüche zu verzeichnen sein sollen. Wenn nun Jemand behaupten wollte, dass während der Ausströmungsperiode dieses Wasser durch die höhere Temperatur der Cylinderwände ganz oder nur zum grössten Theile verdampft wird, so bitte ich ihn, ehe er sich an eine Rechnung begiebt, das Kesselhaus zu besuchen, um sich zu überzeugen, welchen Aufwand an Heizfläche und Temperaturdifferenz es bedurfte, um nur 60pCt. mehr Wasser dort in Dampf zu verwandeln.

Ostrowy, März 1878.

Technische Literatur.

Mechanik.

Dr. Julius Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Bearbeitet von Gustav Herrmann, Prof. an der königl. polytechnischen Schule zu Aachen. Dritter Theil: Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. Mit zahlreichen in den Text eingedruckten Holzstichen. Erste Abtheilung: Die Zwischenmaschinen. Zweite verbesserte und vervollständigte Auflage. Dritte bis sechste Lieferung. S. 193 bis 576 (Preis 8 *M*). Braunschweig, 1877. Fr. Vieweg & Sohn. —

Die in der vorigen Lieferung angefangene Besprechung der Wellen und Lager wird in den vorliegenden zum Abschluss gebracht, indem noch die Oelprober und namentlich die Schmierapparate einer sonst nicht üblichen, aber nicht weniger wünschenswerthen eingehenden Betrachtung unterzogen werden. Es folgt nun das umfangreiche und gegen früher ebenfalls erheblich erweiterte Capitel über die Räder, Frictionsräder, Eingrifffräder mit ausführlicher Theorie der Verzahnungen und den Drahtseilbetrieb umfassend. Nach ihnen werden die Stangen und Führungen abgehandelt, dabei die Verbindungen der Stangen, die Geradführungen durch Schienen und Curvenführungen und Geradführungen mit Lenkern, denen sich Schwingen, Kunstkreuze und die Parallelführungen anschliessen.

Von der Betrachtung der Seile und Ketten bringt die vorliegende Lieferung erst wenige Seiten. R. Z.

Mathematik.

Der geodätische Tachygraph und der Tachygraph-Planimeter. Instrumente zur schnellen und genauen graphischen Construction der aus den Daten einer Theodolit-Vermessung herzustellenden Detailpläne, sowie zur Ausmittelung der Flächeninhalte. Nebst Studien über die Libelle und das umlegbare Nivellir-Fernrohr. Von Josef Schlesinger, o. ö. Professor an d. k. k. Hochschule für Bodenkultur in Wien. Mit 8 Holzschnitten und 2 Tafeln. 115 S. (Preis 3,60 *M*.) Wien, 1877. Faesy & Frick. —

Der Verfasser beschreibt zwei von ihm erfundene Instrumente (Patentirt) zum Kartiren und Flächenberechnen, bei welchen Transporteur und Zirkel entbehrlich sind. Diese Instrumente werden unseres Erachtens bei Massenarbeiten, wie Katastral- und topographischen Vermessungen eine recht vortheilhafte Anwendung finden. So sinnreich und zweckentsprechend beide Instrumente für jene Arbeiten sind, können sie selbstverständlich bei solchen Arbeiten, welche eine höhere Genauigkeit bedingen, nicht mit demselben Vortheil angewandt werden, weil der Tachygraph die allein rationelle rechnerische Ausgleichung der Coordinaten nicht ersetzen kann, und daher eine specielle Berechnung der gonionometrischen Coordinaten nach wie vor geschehen müsste. Im Uebrigen glauben wir, dass eine Herabsetzung der Preise beider Instrumente denselben rasch die ihnen gebührende Verbreitung verschaffen wird.

Alsdann liefert uns der Verfasser einen recht schätzenswerthen Beitrag zum Studium der Libellentheorie und der Eigenschaften des umlegbaren Nivellir-Fernrohres und seiner Verbindung mit der Nivellir-Libelle. Wir stimmen darin dem Verfasser vollkommen bei, dass diese Gegenstände in fast allen Lehrbüchern der Geodäsie ganz oberflächlich und ungenügend behandelt worden sind, und müssen es daher um so mehr anerkennen, dass derselbe das Wesentlichste für die Nivellirkunst mit so gutem und vollständigen Erfolg wissenschaftlich klar gelegt hat. Nicht allein wünschenswerth sondern eigentlich nothwendig halten wir es, dass die Resultate der Schlesinger'schen Studie über das Nivelliren weit und breit bekannt und beachtet werden, denn sie sind geeignet, jeden auf das Vollständigste in dieser nützlichen Kunst zu unterrichten. M.-K.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 4. Aprilheft.

Abhandlungen.

Ueber den Ausfluss des Wassers aus einem Gefässe unter Beachtung des Arbeitsverlustes durch den freien Fall des Wassers.

Von Dr. **C. Th. Meyer** in Stollberg (Königreich Sachsen).

I.

Wird einer senkrechten, gleich weiten Röhre A, Fig. 1, durch ein verhältnissmässig weites Gefäss B Wasser zugeführt, so wird, sehen wir von den Arbeitsverlusten durch Reibung u. s. w. ab, die Röhre A nur so lange mit Wasser angefüllt sein, als die Höhe d derselben die Höhe b einer Wassersäule, welche dem Atmosphärendruck entspricht, nicht überschreitet. Die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Gefässe B kann nämlich unbedingt nicht grösser sein als $\sqrt{2g(a+b)}$ (vorausgesetzt, dass das Gefäss B weit genug ist im Verhältniss zum Querschnitt der Röhre A, um die Zuflussgeschwindigkeit c des Wassers in dem Wasserzuführungsgefässe B gleich Null setzen zu können), es muss also, da die Röhre A als gleichweit vorausgesetzt wird, auch $\frac{v_2^2}{g} \leqq a+b$ sein, d. i., da $\frac{v_2^2}{2g} = h = a + d$ ist (s. Fig. 1), $a+d \leqq a+b$, $d < b$.

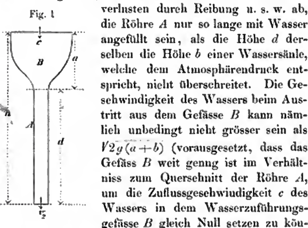
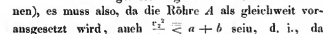
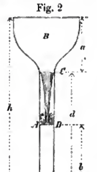


Fig. 1



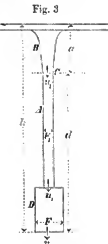
Ist $d > b$, so füllt das Wasser die Röhre A, Fig. 2, nicht mehr bis zur vollen Höhe aus; der Wasserstrahl nimmt durch die Fallhöhe $CD = h - (a+b)$ einen kleineren Querschnitt an, trifft bei D auf den Wasserspiegel der Wassersäule in der Röhre A und bildet Wasserwirbel. Neben dem Wasserstrahle befindet sich luftleerer, zum grössten Theil wol mit Wasserwirbeln erfüllter Raum. Ganz luftleer wird der Raum neben dem Wasserstrahle in Wirklichkeit allerdings nicht sein, da das Wasser selbst Luft zuführt, er ist jedenfalls ausser den Wasserwirbeln mit verdünnter Luft und Wasserdämpfen angefüllt, doch setzen wir bei den folgenden Betrachtungen der Einfachheit halber luftleeren Raum voraus. Die Geschwindigkeit v_2 ergiebt sich in diesem Falle zu $v_2 = \sqrt{2g(a+b)}$, einmal, da eben das Wasser mit dieser Geschwindigkeit bei gleich grossem Querschnitt aus B ausfliesst, und zweitens, weil die Höhe CD für die Ausflussgeschwindigkeit verloren geht, die wirksame Druckhöhe also nur $a+b$ bleibt.

Fig. 2



Mündet die Röhre A in ein Gefäss D, Fig. 3, so haben wir hinsichtlich des Eintrittes des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D zu beachten, ob 1) voller Ausfluss ohne Arbeitsverlust, oder 2) voller Ausfluss mit Arbeitsverlust, oder 3) voller Arbeitsverlust stattfindet. Wir haben diese drei Fälle schon in der Abhandlung „Ueber den Ausfluss des Wassers aus einem Gefässe, in welches mehrere Röhren münden" im „Polytechn. Centralbl.", 1875, S. 785 unterschieden, und müssen solche auch bei den folgenden Untersuchungen beachten. Es ist hierdurch nicht ausgedrückt, dass bei dem Uebergang des Wassers von A nach D allemal genau einer dieser drei Fälle stattfinden müsse, da in Bezug auf die Grösse des Arbeitsverlustes sehr leicht Zwischenstufen eintreten können, z. B. wenn bei allmälig erweiterter Mündung

Fig. 3



der Röhre A voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfindet, bedingt z. B. durch grössere Druckhöhe als die, bei welcher voller Ausfluss stattfinden kann; bei der Rechnung wird man aber zweckmässig immer einen dieser drei Fälle zu Grunde legen, einmal, da die Zwischenstufen nicht alle berechnet und in Formeln gebracht werden können, und dann, weil es bei Berechnungen zu Ausführungen in der Praxis immer räthlich ist, eine gewisse Reserve zu behalten. Von den Arbeitsverlusten, die bei der Bewegung des Wassers in den Röhren entstehen, sehen wir bei den folgenden Betrachtungen ab.

1) Es finde beim Uebertritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D voller Ausfluss statt. Da die Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser in die Röhre A tritt, nicht grösser werden kann als $= \sqrt{2g(a+b)}$, wenn b die Höhe einer Wassersäule, welche dem Atmosphärendruck entspricht, und a die Höhe des Wasserzuführungsgefässes oder der erweiterten Röhrentour bezeichnet, so muss offenbar $\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b$ sein und, da $a = h - d$ ist, auch $\frac{u_1^2}{2g} \leqq h - d + b$, woraus folgt:

$$d < h + b - \frac{u_1^2}{2g}.$$

Nun ist, bezeichnet F_1 den Querschnitt der Röhre A, F den des Gefässes D, v_2 die Ausflussgeschwindigkeit, h die vorhandene Druckhöhe, $u_1 = \frac{F v_2}{F_1}$, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{F^2 . v_2^2}{F_1^2 . 2g}$, ferner, da keine Arbeitsverluste zu berücksichtigen sind, $\frac{v_2^2}{2g} = h$ und somit $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{F^2}{F_1^2} \cdot h$, es wird daher:

$$d < h + b - \frac{F^2}{F_1^2} \cdot h \leqq b - h\left(\frac{F^2}{F_1^2} - 1\right).$$

Es darf also in diesem Falle die Höhe d bis zum Zuführungsgefässe, d. i. bis zu Anfang der Zuführungshöhe a, nicht grösser als $b - h\left(\frac{F^2}{F_1^2} - 1\right)$ werden. Hieraus folgt nun ferner, dass auf die Höhe des Gefässes D selbst nichts ankommt, so lange solche die Grenze $b - h\left(\frac{F^2}{F_1^2} - 1\right)$ nicht überschreitet. Diese Grenze darf die Gefässhöhe aber nicht überschreiten, wenn das Gefäss mit Wasser gefüllt bleiben soll. Aber nicht nur das Gefäss D, sondern auch die gleich weite Röhre A darf diesen Grenzwerth nicht überschreiten; von C an muss die Röhrentour sich erweitern oder an ein grösseres Wasserzuführungsgefäss stossen, wenn die Röhre voll Wasser und voller Ausfluss vorausgesetzt wird. Für $F = F_1$ wird $d < b$; es ist dies der oben, Fig. 1, behandelte Fall einer senkrechten Röhre. Für $F_1 = {}^1/_2 F$ wird $d \leqq b - 3h$; es muss also $b > 3h$, d. i. $h < \frac{b}{3}$ sein. Ueberschreitet die Höhe h den Werth $\frac{b}{3}$, so hört der volle Ausfluss auf. Es hat dieses Verhalten darin seinen Grund, dass zur Hervorbringung des vollen Ausflusses in den meisten Fällen gleichsam eine Uebertragung von Druckhöhe, vermittelt durch den Atmosphärendruck, nöthig ist, wie in der Abhandlung „Ueber den vollen Ausfluss des Wassers aus Röhren beim Durchgang durch Verengungen u. s. w." („Zeitschr. für Mathematik und Physik" I, S. 275) näher betrachtet.

$h = \frac{b}{4}$ giebt z. B. $d < b - {}^3/_4 b \leqq {}^1/_4 b$, d. h. es kann die Röhre A durchweg die gleiche Weite F_1 haben.

$h = {}^7/_{24} b$ giebt $d < {}^1/_8 b$, d. i. es kann D die Höhe von ${}^1/_8 b$ nicht erreichen, und die Röhre A muss von der Höhe ${}^1/_8 b$ an erweitert sein oder an ein weiteres Zuführungsgefäss anstossen.

Für $F_1 = {}^2/_3 F$ folgt $d < b - h({}^9/_4 - 1) \leqq b - {}^5/_4 h$, es muss also $h < {}^4/_5 b$ sein.

Für $F_1 = {}^4/_5 F$ folgt $d < b - ({}^{25}/_{16} - 1) h < b - {}^9/_{16} h$, es muss also $h < {}^{16}/_9 b$ sein.

Ist z. B. $h = b$, so erhält man $d < {}^7/_{16} b$; es muss also die Röhrentour von dieser Höhe an weiter werden. Behält die Röhrentour A über die Höhe ${}^7/_{16} b$ gleiche Weite bei, so hört der volle Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D auf, wenn nicht noch grössere Verluste eintreten.

Für $F_1 > F$ bleibt die obige Formel ebenfalls giltig. Man erhält z. B. für $F_1 = 2F$ $d \leqq b + {}^3/_4 h$. Ist $b = {}^1/_4 h$, d. i. $h = 4b$, so kann die ganze Röhrentour A gleich weit sein; ist $h = 5b$, so folgt $d \leqq 4{}^3/_4 b$, es muss also die Röhrentour A von dieser Höhe an erweitert werden.

2) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Uebertritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

Auch für den vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust muss $\frac{u_1^2}{2g} < a + b$, also wie unter 1) $d \leqq h + b - \frac{u_1^2}{2g}$ sein. Es ist nun $u_1 = \frac{F . v_2}{F_1}$, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{F^2}{F_1^2} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$ und, da für vorliegenden Fall $\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(u_1 - v_2)^2}{2g} = h - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2$, d. i. $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2}$ ist, auch

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{F^2}{F_1^2} \cdot \frac{h}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2} = \frac{h . F^2}{F_1^2 + (F - F_1)^2},$$

man erhält daher:

$$d \leqq h + b - \frac{h . F^2}{F_1^2 + (F - F_1)^2} \leqq \frac{2h(F_1^2 - F . F_1)}{F_1^2 + (F - F_1)^2} + b.$$

Für $F_1 = F$ wird wie unter 1) $d \leqq b$; es tritt dann aber kein Arbeitsverlust ein.

Für $F_1 = {}^1/_2 F$ ist $d \leqq b - h\left(\frac{1}{{}^1/_4 + {}^1/_4} - 1\right) < b - h$, es muss also, da d eine wirkliche Höhe bezeichnet, $h < b$ sein. Bei einer Höhe $h = 0{,}8\, b$ wird $d \leqq b - 0{,}8\, b < 0{,}2\, b$, d. h. es darf das Gefäss D die Höhe $0{,}2\, b$ nicht überschreiten, und auch die Röhrentour A muss von einer Höhe $= 0{,}2\, b$ an erweitert sein. Reicht die Röhrentour A in gleicher Weite bis über die Höhe $0{,}2\, b$, so hört der volle Ausfluss mit Arbeitsverlust auf. Ist $h = {}^7/_{24} b$, so erhält man $d \leqq {}^{17}/_{24} b$, d. h. die ganze Röhrentour A kann gleiche Weite haben.

Für $F_1 = 0{,}64\, F$ wird $d \leqq b - h\left(\frac{1}{0{,}64^2 + 0{,}36^2} - 1\right) < b - 0{,}855\, h$, es muss also für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust $0{,}855\, h < b$, d. i. $h < 1{,}17\, b$ sein.

Für $F_1 = {}^2/_3 F$ erhält man $d \leqq b - h\left(\frac{1}{{}^4/_9 + {}^1/_9} - 1\right) < b - {}^4/_5 h$, es muss also $h < {}^5/_4 b$ sein.

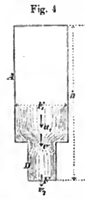
Für $F_1 = {}^4/_5 F$ folgt $d \leqq b - {}^8/_{17} h$, es muss also $h < {}^{17}/_8 b$ sein. $h = b$ giebt $d \leqq {}^9/_{17} b$.

Für $F_1 = {}^5/_6 F$ folgt $d \leqq b - {}^5/_{13} h$, es muss also $h < {}^{13}/_5 b$ sein.

Für $F_1 = {}^{10}/_{11} F$ folgt $d \leqq b - {}^{20}/_{101} h$, somit $h < {}^{101}/_{20} b < 5{,}05\, b$. Ist z. B. $h = 4\, b$, so wird $d \leqq b - {}^{80}/_{101} b \leqq {}^{21}/_{101} b$. In keinem Falle kann d den Werth b überschreiten.

Ist $F_1 > F$, so hat man es, wenn keine Contraction des Wasserstrahls eintritt, mit Ausfluss ohne Arbeitsverlust zu thun. Berücksichtigt man aber die Contraction des Wassers, so tritt die Röhre A, Fig. 4, schon als erweiterte Röhre auf. Bestimmen wir für diesen speciellen Fall seiner Wichtigkeit halber die Höhe d, bis zu welcher die Röhre A gleichen Querschnitt F_1 erhalten kann. Bezeichnen wir die Geschwindigkeit des Wassers in dem contrahirten Querschnitt mit v, das ausfliessende Wasserquantum durch Q, die Dichtigkeit des Wassers durch γ, so folgt die Geschwindigkeit v_2, da wir den Arbeitsverlust $\frac{(v-v_2)^2}{2g} Q \gamma$ zu berücksichtigen haben, aus der Formel $\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(v-v_2)^2}{2g}$.

Fig. 4



Nun ist, da der Querschnitt des contrahirten Wasserstrahls $= 0{,}64\, F$ beträgt, $v \,.\, 0{,}64\, F = F_1 \,.\, u_1$, somit $v = \frac{F_1 u_1}{0{,}64\, F}$, ferner $v_2 = \frac{F_1 u_1}{F}$, man erhält daher:

$$\frac{F_1^2 u_1^2}{F^2 \,.\, 2g} = h - \frac{\left(\frac{F_1 u_1}{0{,}64\, F} - \frac{F_1 u_1}{F}\right)^2}{2g},$$

woraus folgt:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{h F^2}{1{,}316\, F_1^2}.$$

Wie früher haben wir für die Höhe d die Gleichung $d \leqq h + b - \frac{u_1^2}{2g}$ (da $\frac{u_1^2}{2g} < a + b$ ist); führen wir für $\frac{u_1^2}{2g}$ den soeben gefundenen Werth ein, so ergiebt sich:

$$d \leqq h + b - \frac{h F^2}{1{,}316\, F_1^2} \leqq b + \left(1 - \frac{F^2}{1{,}316\, F_1^2}\right) h.$$

Für $F_1 = 2\, F$ giebt die Formel $d \leqq b + 0{,}81\, h$, d. h. die Röhre wird bis zu einer Druckhöhe von $h = \frac{1}{0{,}19} b = 5{,}26\, b$ gleiche Weite haben können.

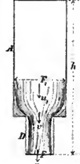
Für $F_1 = F$ giebt die Formel $d \leqq b + 0{,}24\, h$; doch ist dieser Fall schon nicht mehr möglich, da bei einer gleich weiten Röhre keine Contraction stattfindet. Da nun, wie in der Abhandlung: „Ueber den vollen Ausfluss des Wassers aus Röhren beim Durchgang durch Verengungen u. s. w." bewiesen, für den vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust die Druckhöhe h die Höhe $1{,}17\, b$ nicht übersteigen darf, so reicht für den Fall, dass $F_1 > F$ ist, und bei dem Eintritt des contrahirten Wasserstrahls in das Gefäss D voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfindet, eine gleich weite Röhre allemal aus. Uebersteigt die gegebene Druckhöhe h den Werth $1{,}17\, b$, so findet beim Uebergang des Wassers in das Gefäss D voller Arbeitsverlust statt, vorausgesetzt, dass das Gefäss D hoch genug ist, dass die Wasserwirbel es vermögen, die Wassermenge des ganzen Querschnittes in gleichmässige Geschwindigkeit zu versetzen.

3) Voller Arbeitsverlust beim Uebertritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

Beim Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust giebt die Gleichung $\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b$, da in diesem Falle $\frac{u_1^2}{2g} = h = a + d$ ist, $a + d \leqq a + b$, d. i. $d \leqq b$. Bei vollem Arbeitsverlust wird also unabhängig von dem Querschnittsverhältniss $\frac{F_1}{F}$ das Gefäss D die Höhe b ziemlich erreichen können, die Röhrentour A muss, wenn $h > b$ ist, von der Höhe $d = b$ an erweitert werden oder an das Wasserzuführungsgefäss anstossen.

Ist $F_1 > F$, und es findet beim Uebergange des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D, s. Fig. 5, Contraction statt, so tritt entsprechend dem bereits unter 2) Erwähnten die Röhrentour A schon als eine erweiterte Röhre auf; es wird dieselbe daher auch auf grössere Höhe eine gleiche Weite behalten können. Bestimmen wir für diesen speciellen Fall die Höhe d. Es muss wieder sein

Fig. 5



$$\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b \leqq h - d + b,\quad d \leqq h + b - \frac{u_2^2}{2g}.$$

Nun ist bei vollem Arbeitsverlust $\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{v^2 - v_2^2}{2g}$, wenn v die Geschwindigkeit des Wassers im contrahirten Wasserstrahl bezeichnet, d. i. $\frac{v^2}{2g} = h$, ferner ist $v = \frac{F_1 u_1}{0{,}64\, F}$, folglich $\frac{F_1^2 \,.\, u_1^2}{0{,}64^2 F^2 \,.\, 2g} = h$, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{0{,}4096\, F^2 \,.\, h}{F_1^2}$ und $d \leqq h + b - \frac{0{,}4096\, F^2 \,.\, h}{F_1^2}$, $d \leqq b + \left(1 - \frac{0{,}4096\, F^2}{F_1^2}\right) h$.

Setzt man beispielsweise $F_1 = 2\, F$, so folgt $d \leqq b + \left(1 - \frac{0{,}4096}{4}\right) h \leqq b + 0{,}8976\, h$, abgekürzt $d \leqq b + 0{,}9\, h$. Es wird also für $b = 0{,}1\, h$, d. i. für $h = 10\, b$, $d \leqq h$, d. h. die Röhrentour kann bis zu einer Druckhöhe von $h = 10\, b$ gleichen Querschnitt behalten. Wird die Druckhöhe grösser, so muss aber die Röhrentour von der Höhe $d = b + 0{,}9\, h$ an erweitert werden, z. B. für $h = 11\, b$ von $d = b + 0{,}9 \,.\, 11\, b = 10{,}9\, b$ an. —

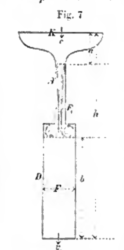
Aus dem Vorstehenden folgt, dass, wenn bei einer in ein Gefäss D mündenden Röhrentour die Druckhöhe h die Grenze überschreitet, bis zu welcher voller Ausfluss stattfinden kann, voller Ausfluss mit Arbeitsverlust eintreten kann; übersteigt die Druckhöhe auch die für den vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust berechnete Grenze, so muss (bei mit Wasser gefüllter Röhrentour A) unbedingt voller Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers

in das Gefäss D stattfinden. Ist z. B. $F_1 = \frac{4}{5} F$, so kann voller Ausfluss nur stattfinden, wenn $h < \frac{16}{9} b < \frac{17}{9} b$ ist; die Grenze des vollen Ausflusses mit Arbeitsverlust reicht bis $h < \frac{17}{8} b < 2\frac{1}{8} b$. Ist $h > \frac{17}{8} b$, so hat man es mit vollem Arbeitsverlust zu thun. Hierbei muss nun aber auch noch eine Erweiterung der Röhrentour in dem oberen Theile oder ein zeitiger Anschluss an das Wasserzuführungsgefäss stattfinden, es muss überhaupt ein früher Anschluss an die Zuführungshöhe a statthaben, wenn wir die Höhe der erweiterten Röhrentour und des Wasserzuführungsgefässes bis zum Wasserspiegel mit dem Namen Zuführungshöhe (s. Seite 147) bezeichnen. Die Höhe d von der Ausmündung des Gefässes D bis zur Zuführungshöhe haben wir im Vorstehenden berechnet, und z. B. für das angeführte Verhältniss $\frac{F_1}{F} = \frac{4}{5}$ bei vollem Ausfluss $d < b - \frac{9}{16} h$, bei vollem Ausfluss mit Arbeitsverlust $d < b - \frac{8}{17} h$ und bei vollem Arbeitsverlust $d \lessgtr b$ gefunden. Nimmt man bei gegebener Druckhöhe h eine gleich weite Röhrentour über die durch d für den vollen Ausfluss bestimmte Grenze an, so kann kein voller Ausfluss, wohl aber noch voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden, wenn nicht auch dessen Grenze überschritten ist. Ist z. B. bei dem Querschnittsverhältniss $\frac{F_1}{F} = \frac{4}{5}$, $h = 0{,}7\, b$ gegeben, so kann voller Ausfluss nur stattfinden, bis die Höhe d der gleich weiten Röhrentour den Werth $b - \frac{9}{16} \cdot 0{,}7\, b = 0{,}606\, b$ überschreitet, voller Ausfluss mit Arbeitsverlust bis zur Höhe $b - \frac{8}{17} \cdot 0{,}7\, b = 0{,}67\, b$. Reicht die gleich weite Röhrentour A noch höher hinauf, so findet voller Arbeitsverlust statt.

Fig. 6

Ueberschreitet die gleich weite Röhrentour auch die für den vollen Arbeitsverlust berechnete Höhe $d = b$, so tritt noch ein weiterer Arbeitsverlust ein, wie schon zu Anfang dieses Abschnittes gezeigt. Bezeichnen wir diesen Verlust als den durch den freien Fall des Wassers. Findet in einer Röhrentour A, Fig. 6, Verlust durch den freien Fall des Wassers statt, und setzen wir beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D vollen Arbeitsverlust voraus, so ergiebt sich die Ausflussgeschwindigkeit v_2 durch folgende Rechnung. Das Wasser hat beim Eintritt in die Röhre A die Geschwindigkeit $u_1 = \sqrt{2g(a+b)}$, wenn a die Zuführungshöhe, b die dem Atmosphärendruck entsprechende Druckhöhe bezeichnet, es ist daher das Ausflussquantum $Q = F_1 u_1 = F_1 \sqrt{2g(a+b)}$ und demzufolge $v_2 = \frac{F_1}{F} \sqrt{2g(a+b)}$. Auf das gleiche Resultat kommen wir, wenn wir folgend schliessen: Vorhandene Druckhöhe $= h$, Verlust an Druckhöhe 1) durch den freien Fall des Wassers $= h - (a+b)$, 2) durch den vollen Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in das Gefäss $D = \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g}$, folglich bleibende Druckhöhe zur Erzeugung der Geschwindigkeit $v_2 = h - h + a + b - \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g}$ und $\frac{v_2^2}{2g} = a + b - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g}$, d. i. $\frac{u_1^2}{2g} = a + b$ und $v_2 = \frac{F_1}{F} \sqrt{2g(a+b)}$.

Fig. 7



Beträgt die Höhe des Gefässes D selbst mehr als b, so ändert dies die Ausflussgeschwindigkeit v_2 nicht, nur liegt dann der Wasserspiegel der Wassersäule b im Gefässe D (Fig. 7). —

Es ist im Vorstehenden die Zuflussgeschwindigkeit c des Wassers, d. i. die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Wasserzuführungsgefäss zufliesst, nicht berücksichtigt, dieselbe also $= 0$ genommen, was ohne bemerkbaren Fehler geschehen kann, wenn die Zuflussöffnung, d. i. der Wasserspiegel K im Wasserzuführungsbassin gegen den Röhrenquerschnitt F_1 gross ist. Die Zuflussgeschwindigkeit c vergrössert die Druckhöhe, man hat also, will man sie berücksichtigen, $a + \frac{c^2}{2g}$ statt a in Rechnung zu ziehen; es behalten daher die obigen Formeln ihre Richtigkeit, wenn man statt a $a + \frac{c^2}{2g}$ und statt h $h + \frac{c^2}{2g}$ einsetzt, da auch h gleichsam um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ vergrössert wird. Wir kommen im nächsten Abschnitt hierauf zurück.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber die Dichtigkeit der Mischungen verschiedener Körper in allen Mischungsverhältnissen. Feststellung der vorkommenden Verbindungen.

Von **Jules Meyer.**

(Hierzu Blatt 8 bis 10.)

Schwefelsäure und Wasser.

1) Wir beabsichtigen in Folgendem jene Körper im Allgemeinen zu studiren, welche sich in allen Verhältnissen mischen lassen, und wollen vorerst hauptsächlich die Mischungen der Schwefelsäure mit Wasser einer eingehenden Untersuchung unterziehen.

Die Mischungen dieser beiden Körper sind schon Gegenstand vielfacher Studien gewesen, deren höchst interessante Ergebnisse wir in Nachstehendem anziehen und benutzen werden.

Wenn wir einerseits ein gewisses Quantum Schwefelsäure und andererseits ein gewisses Quantum Wasser

nehmen, deren bezw. Volumen genau messen und dieselben nachher mischen, so werden wir gleich bemerken, dass das Volumen dieser Mischung nicht die Summe der zuerst gefundenen Volumen ergiebt, sondern dass dasselbe kleiner ist, und wir sagen es habe eine Raumverringerung stattgefunden. — Viele andere Körper, z. B. Alkohol und Wasser, besitzen ähnliche Eigenschaften.

Wenn wir nun dieses Experiment beispielsweise mit genau unter gewissen Temperatur- und Mischungsverhältnissen abgemessenen Lösungen von kohlensaurem oder phosphorsaurem Natron und Wasser in bekannten Volumen wiederholen, so bemerken wir ein ähnliches, aber umgekehrtes Phänomen: die Mischung beider Flüssigkeiten ergiebt ein grösseres Volumen als die Summe beider einzeln genommen, und wir sagen, es habe eine Raumvergrösserung stattgefunden. Diese Raumveränderungen haben ihren Grund in der Bildung von Verbindungen, und es fragt sich nun, welches diese Verbindungen sind? Dies bildet in ihren Umrissen die schon so vielfach behandelte Frage der Mischungen von Schwefelsäure mit Wasser, der Legirungen u. s. w., kurz die Frage der Mischungen verschiedener Körper in allen Mischungsverhältnissen.

2) Wenn wir das eingangs aufgestellte Beispiel genauer studiren, so gelangen wir zu der Einsicht, dass die bis heute erlangten Ergebnisse noch höchst verworren sind, obgleich die Eigenschaften der Schwefelsäure äusserst sorgfältig von den Chemikern studirt worden sind.

Sämmtliche Schwefelsäurehydrate sind bei gewöhnlicher Temperatur flüssig, und man hat mit der Feststellung des Erstarrungspunktes derselben begonnen.

Jacquelain stellte im Jahre 1850 nach den genauesten Untersuchungen fest, dass der Gefrierpunkt dieser Säuren

für das Monohydrat SO^3, H_2O 0°
und für das Bihydrat $SO^3, 2H_2O$ +8° C.

entspricht. Die früheren Angaben von Morveau und Keir näherten sich der Wahrheit am meisten.

In Betreff der Hydrate mit 3 und 4 Atomen Wasser constatirt Jacquelain, dass dieselben bis —20° flüssig bleiben.

Als Marignac im Jahre 1853 den von Jacquelain behandelten Gegenstand wieder aufnahm, fand er keine Uebereinstimmung. Setzt man rauchende Säure der Kälte aus, so trennt sie sich in einen flüssigen und in einen krystallisirten Theil. Marignac fand den Ueberschuss des Anhydrats ganz in dem flüssigen Theile, und nachdem er den krystallisirten Theil verschiedene Male geschmolzen und wieder hatte gefrieren lassen, fand er, dass die Zusammensetzung desselben ganz genau derjenigen der Säure mit einem Atom Wasser entsprach, und er konnte bei verschiedenen Experimenten constatiren, dass der Gefrierpunkt der Krystalle auf +10,5 fiel.

Wir sehen also, dass die gefundenen Resultate nichts weniger als übereinstimmend sind, und dass wir durch das Gefrieren die Verbindungen der Schwefelsäure mit Wasser nicht zu bestimmen und noch viel weniger zu trennen vermögen.

3) Wir wollen jetzt versuchen, ob wir durch die Vergleichung der Dichtigkeiten weiter kommen werden.

Im Jahre 1848 stellte Bineau eine Tabelle zusammen, in welcher er den genauen Werth säummtlicher Mischungen von Wasser mit Schwefelsäure-Monohydrat aufführte. Er bediente sich reiner, destillirter Schwefelsäure und bestimmte die Zusammensetzung seiner Mischungen mittelst einer abgemessenen Auflösung von kohlensaurem Natron, und die Dichtigkeit mittelst Apparaten, welche denjenigen Regnault's ähnlich waren. Im Jahre 1865 endlich veröffentlichte J. Kolb sehr zahlreiche Versuche, deren Ergebnisse nur sehr wenig von den Zahlen Bineau's abweichen, da die grössten Unterschiede bei der Dichtigkeit nur 0,0025 betragen.

4) Die Abhandlung von J. Kolb*) ist sehr vollständig und sehr genau, und da wir derselben eine gewisse Anzahl Angaben entnommen haben, so wollen wir deren kurzgefassten Inhalt hier mittheilen. Kolb trug die von ihm gefundenen Resultate als Curven auf, indem er die gefundenen Dichtigkeiten als Ordinaten und das auf ein Kilogramm der untersuchten Mischung kommende Quantum Monohydrat der Säure als Abscisse annahm. Die Resultate Bineau's ergaben eine vollkommen stetige Curve ohne Brüche oder andere auffallende Punkte.

Sind nun p und p' die Gewichte, v und v' die Volumen zweier Flüssigkeiten, so wird die Mischung beider als Gewicht $P = p + p'$ haben, und falls keine Molecularthätigkeit stattgefunden hat, das Volumen der Mischung $v + v'$ betragen. Kolb bezeichnet dasselbe mit V_m und mit D_m die entsprechende Dichtigkeit. Falls aber die atomische Zusammensetzung der beiden Elemente durch Verbindung verändert worden ist, haben sich Volumen wie Dichtigkeit ebenfalls verändert und die Werthe V_r und D_r angenommen.

Bezeichnet man die Raumverringerung mit ϱ, so hat man

$$\varrho = \frac{V_m - V_r}{V_r} = 1 - \frac{D_m}{D_r}.$$

Kolb hat auf diese Weise eine Reihe von Werthen für D_m für bestimmte Mischungsverhältnisse berechnet und dieselben als Curven aufgetragen. Wir geben auf Blatt 8 die beiden Curven, welche das Verhältniss zwischen den wirklichen Dichtigkeiten und den berechneten theoretischen als Ordinaten mit den Gewichtstheilen des Schwefelsäure-Monohydrats als Abscissen angeben. Ferner berechnete Kolb die Raumverringerungen und kommt zu dem Schlusse, dass eine Maximalraumverringerung (von 0,09125) an dem Punkte stattfindet, wo das Schwefelsäure-Monohydrat mit 73,1 pCt. in der Mischung vorhanden ist, mithin bei $SO_3, 3H_2O$.

*) „Thèses présentées à la faculté des sciences de Lille pour obtenir le grade de Docteur ès-sciences."

Diese Beobachtung wurde schon durch Dr. Ure gemacht; Bineau schreibt dieselbe jedoch dem Zufalle zu.

Dadurch gelangen wir nur zur Bestimmung eines Verbindungspunktes und untersuchen nun, ob deren mehrere vorhanden sind?

5) Kommen wir auf die Untersuchungen über die beiden Curven zurück. Die eine ist eine ideale, theoretisch ausgerechnete Curve, nach welcher die Dichtigkeiten sich ergeben müssten, wenn das Schwefelsäure-Monohydrat nicht verbindungsfähig mit dem Wasser wäre. Welches Beispiel man auch wählen möge, so wird sie dennoch immer eine Curve zweiten Grades bleiben, deren Wesen durch die Dichtigkeit der beiden äussersten Körper bestimmt wird. Wenn D und D' die Dichtigkeiten zweier Körper und x den Gewichtsprocentsatz des Körpers, dessen Dichtigkeit D' ist, darstellen, so können die Volumen der beiden Körper in 100 Gewichtstheilen durch $\frac{x}{D'}$, $\frac{100-x}{D}$ ausgedrückt werden, und wir finden bei Berechnung der Dichtigkeit:

$$y = \frac{100}{\frac{x}{D'} + \frac{100-x}{D}},$$

also eine Hyperbel.

Die andere Curve hingegen beruht auf Versuchen, die das Phänomen in seiner Wirklichkeit darlegen. Diese Curve entfernt sich von der theoretischen, weil Verbindungen stattfinden. Denken wir uns verschiedene Verbindungen in den Punkten A, B, C u. s. w., dann finden wir, dass, im Falle zwischen den Punkten A und B keine Verbindung möglich ist, selbst die praktische Curve eine Curve zweiten Grades ähnlich der oben bezeichneten theoretischen sein muss. Das Nämliche wiederholt sich zwischen den Punkten B und C u. s. w. Die praktische Curve ist mithin aus einer Reihe Curven zweiten Grades entstanden, deren Art je nach den äussersten Punkten, welche diese Hyperbeln verbinden, von einander verschieden ist. Die Berührungspunkte dieser verschiedenen Curven sind die Punkte der Verbindungen. Die Unmöglichkeit, diese Hyperbeln sowie deren Berührungspunkte zu bestimmen, leuchtet sofort ein.

6) Beim Auftragen unserer Curven nahmen wir als Abscissen die Menge Schwefelsäure-Monohydrat, welche in einem Kilogramm der Mischung enthalten ist, und fragt es sich nun, wie die theoretische Curve sich gestalten wird, wenn wir anstatt der Gewichtsmengen, die in einem Liter der Mischung enthaltenen Volumen des Schwefelsäure-Monohydrats als Abscissen auftragen.

Wenn im Allgemeinen D und D' die Dichtigkeiten der beiden zu mischenden Körper und x das Volumen des in einem Liter enthaltenen Körpers, dessen Dichtigkeit D' ist, darstellen, so kann das Gewicht der beiden in einem Liter der herzustellenden Mischung enthaltenen Körper durch $x D'$ und $(1-x) D$ ausgedrückt werden, und wir bekommen für die Dichtigkeit:

$$y = x D' + (1-x) D,$$

so dass sich stets eine gerade Linie ergiebt. Wenn nun die Schlussfolgerungen, welche wir bei den theoretischen Theilcurven zwischen A und B, B und C... angewandt haben, richtig waren, so müssen wir jetzt für die praktische Curve eine Reihe gerader Linien finden, deren Berührungspunkte die Punkte der Verbindungen bilden.

Dieses Resultat bestätigt sich mit der grössten Genauigkeit durch die Zeichnungen, welche wir nach diesem Verfahren für die Dichtigkeiten der Mischungen von Schwefelsäure-Monohydrat und Wasser bei 0° entworfen haben (Blatt 9). Die Berührungspunkte der geraden Linien lassen sich leicht und sehr genau bestimmen. Wir finden auf diese Weise, dass an den Punkten, wo der Gehalt an Schwefelsäure-Monohydrat 0,163; 0,493; 0,593; 0,717 und 0,850 pro Liter beträgt, Verbindungen stattfinden, und können wir dafür die folgenden Formeln annehmen:

E $SO_3, 16H_2O$
D $SO_3, 4H_2O$
C $SO_3, 3H_2O$
B $3(SO_3, 3H_2O) + 2(2SO_3, 3H_2O)$
A $2SO_3, 3H_2O$,

denn die Gewichtsprocentsätze des Schwefelsäure-Monohydrats, welche diesen Formeln entsprechen, sind bezw.

26,6; 64,4; 73,1; 82,6; 91,6,

woraus man den Gehalt an Schwefelsäure-Monohydrat pro Liter berechnen kann, was 0^l,163; 0^l,493; 0^l,594; 0^l,719 und 0^l,854 ergiebt, Zahlen, welche genau mit denjenigen der Zeichnung übereinstimmen. Die Zeichnung zeigt ferner, dass wir für die Dichtigkeit dieser Verbindungen die folgenden Zahlen annehmen können:

für $SO_3, 16H_2O$	1,2085
$SO_3, 4H_2O$	1,568
$SO_3, 3H_2O$	1,666
$3(SO_3, 3H_2O) + 2(2SO_3, 3H_2O)$	1,780
$2SO_3, 3H_2O$	1,849.

7) Ein fernerer Vortheil dieses Verfahrens besteht darin, dass wir für jeden Punkt die praktische Dichtigkeit berechnen können, um die Uebereinstimmung zu prüfen, und wollen wir dies durch ein Beispiel erläutern. Berechnen wir die Dichtigkeit der Mischung, welche 56,40 pCt. Schwefelsäure-Monohydrat enthält, und für welche Bineau durch seine Versuche 1,475 gefunden hat. Da die Zahl 56,4 zwischen 26,60 und 64,40 fällt, müssen wir annehmen, dass diese Mischung zusammengesetzt ist aus einer Mischung von $SO_3, 16H_2O$ und $SO_3, 4H_2O$.

Die Berechnung ergiebt

21,16 pCt. $SO_3, 16H_2O$
78,84 pCt. $SO_3, 4H_2O$,

woraus wir den Gehalt pro Liter finden

0^l,2583 $SO_3, 16H_2O$
0^l,7417 $SO_3, 4H_2O$,

und wir finden ferner für die Dichtigkeit

$$0{,}2583 \cdot 1{,}2085 + 0{,}7417 \cdot 1{,}568 = 1{,}475.$$

Wir konnten uns auf diese Weise durch die Berechnung überzeugen, dass die erlangte Genauigkeit gross war und zwar so gross, wie diejenige bei den Versuchen von Bineau und Kolb.

8) Wenn wir die Zahlen, welche J. Kolb bei einer Temperatur von 100° gefunden hat, ebenfalls benutzen, um eine ähnliche Zeichnung herzustellen, so finden wir, dass die praktische Curve ihre Form nicht wesentlich verändert hat. Die Punkte, in welchen die geraden Linien sich treffen, sind die folgenden:

0,597, 0,713, 0,853,

und da die Verlängerung der ersten geraden Linie nicht über den Punkt $x = 0$, $y = 0{,}2581$ geht, so muss man annehmen, dass noch eine Verbindung besteht, welche zwischen dem Gehalt von 0 und 0[l],2627 Schwefelsäure-Monohydrat einbegriffen ist.

Die Berechnung beweist, dass wir die nämlichen Formeln annehmen müssten für die Verbindungen, welche sich bei 0° bilden, weil diesen verschiedenen Formeln bei 100° der Volumengehalt des Schwefelsäure-Monohydrats bei 0,597; 0,721; 0,855 entspricht. Die untere Zeichnung II auf Blatt 9 zeigt, dass wir die folgenden Dichtigkeiten annehmen können:

für *C'* $SO_3, 3H_2O$ 1,576
B' $3(SO_3, 3H_2O) + 2(2SO_3, 3H_2O)$ 1,677
A' $2SO_3, 3H_2O$ . . . . 1,747.

Die Verbindung $SO_3, 4H_2O$ bleibt aus; die beiden Linien, welche früher die Verbindungen $SO_3, 16H_2O$ — $SO_3, 4H_2O$ und $SO_3, 3H_2O$ vereinigten, sind durch eine einzige Linie ersetzt. Die Verbindung $SO_3, 4H_2O$ hört also auf zu bestehen zwischen 0 und 100°.

9) J. Kolb hat ferner die Dichtigkeiten verschiedener Mischungen wasserfreier Schwefelsäure mit Wasser bei 100° bestimmt, und ergiebt die nach seinen Resultaten hergestellte Zeichnung III auf Blatt 9, dass wir ebenfalls die nämlichen Verbindungspunkte annehmen können. Man kann sich auch hier davon überzeugen, dass noch eine Verbindung unter dem Schwefelsäureanhydrat im Gehalte von 0,2065 pro Liter bestehen muss. Die übrigen Punkte stimmen ziemlich mit den folgenden Verbindungspunkten:

		Gewicht des SO_3 pro 100	Volumen des SO_3 pro Liter	Berechnete Dichtigkeit
D''	$SO_3, 3H_2O$ . .	59,70	0,4448	1,573
C''	$3(SO_3, 3H_2O) + 2(2SO_3, 3H_2O)$	67,47	0,5287	1,680
B''	$2SO_3, 3H_2O$ . .	74,80	0,6161	1,745
A''	SO_3, H_2O . . .	81,63	0,7062	1,763.

Diese Zahlen stimmen mit den früher erhaltenen mit einer genügenden Genauigkeit überein. Die Verbindung $SO_3, 4H_2O$ bleibt ebenfalls aus.

Alkohol und Wasser.

10) Im Vorstehenden haben wir bis in die kleinsten Details alles auf Schwefelsäure und Wasser Bezügliche studirt, und wollen wir die dortige Schlussfolgerung nun kurz auf die übrigen Mischungen, deren Dichtigkeiten man bestimmt hat, anwenden und mit den Mischungen von Alkohol und Wasser beginnen, worüber wir die so ausgedehnten und vollständigen Arbeiten von Gay-Lussac besitzen.

Ruau behauptet in einer sehr eingehenden Abhandlung, welche wir uns leider nicht verschaffen konnten, dass eine Mischung von Alkohol und Wasser ein genaues Maximum bietet, welches mit der Verbindung von 1 At. Alkohol mit 6 At. Wasser genau zusammentrifft. Wenn wir wiederum das Volumen des pro Liter der Mischung vorhandenen Wassers berechnen und in I, Blatt 10, graphisch auftragen, so kommen wir zu dem Resultate, dass Verbindungen an den Punkten bestehen, welche dem räumlichen Wassergehalt von

0,0374; 0,1990; 0,3180; 0,4810; 0,5850; 0,7000

entsprechen, und können wir für diese Verbindungen die nachstehenden Formeln und Verhältnisse annehmen:

		Gewicht des Wassers für 100	Volumen d. Wassers pro Liter	Gemessene Dichtigkeit
A	$2C_2H_6O, 15H_2O$	74,60	0,7001	0,9646
A'	$2C_2H_6O, 9H_2O$	63,78	0,5832	0,9470
B	$C_2H_6O, 3H_2O$	54,00	0,4827	0,9269
C	$2C_2H_6O, 3H_2O$	36,99	0,3181	0,8859
D	$4C_2H_6O, 3H_2O$	23,89	0,1997	0,8579
E	$8C_2H_6O, H_2O$	4,66	0,0374	0,8088.

Für die zwischenliegenden Werthe können wir dann die Dichtigkeiten berechnen und finden, dass die erzielte Uebereinstimmung eine sehr grosse ist.

Essigsäure und Wasser.

11) Die Dichtigkeit concentrirter Mischungen wurde durch Mollerat und für verdünnte Mischungen durch Taylor bestimmt. Eine neuere und vollständigere Tabelle wurde jedoch durch Mohr geliefert, und nach dessen Angaben erhalten wir für unsere Curve eine Reihe gerader Linien (Blatt 10, II) und Verbindungspunkte für den räumlichen Wassergehalt pro Liter von

0,017; 0,117; 0,210; 0,414; 0,615; 0,800.

Für diese Punkte können wir folgende Formeln und Angaben feststellen:

		Gewicht des Wassers für 100	Volumen d. Wassers pro Liter	Gemessene Dichtigkeit
A	$2(C_2H_4O_2)25H_2O$	78,93	0,7994	1,0296
B	$C_2H_4O_2, 5H_2O$	60,00	0,6147	2,0513
C	$2(C_2H_4O_2)5H_2O$	42,66	0,4437	1,0653
D	$6(C_2H_4O_2)5H_2O$	20,00	0,2100	1,0735
E	$12(C_2H_4O_2)5H_2O$	11,11	0,1173	1,0730
F	$18(C_2H_4O_2)H_2O$	1,64	0,0174	1,0667.

Auch hier können wir die Dichtigkeit für alle dazwischenliegenden Werthe berechnen und finden, dass die grösste Uebereinstimmung besteht.

Schlussfolgerungen.

12) Die Körper, welche die Eigenschaft besitzen, sich in allen Verhältnissen mischen zu lassen, sind Gesetzen unterworfen, auf die verschiedene Schlussfolgerungen hinzuweisen scheinen. Wir konnten dieselben durch eine vollständige und genaue Untersuchung in drei Fällen, wo uns die grösste Anzahl Einzelheiten zu Gebote stand, so vollständig prüfen, als wir nur erwarten

durften. Wenn man künftig die Eigenschaften zweier Körper, welche sich in allen Proportionen vermischen können, studirt und die Verhältnisse bestimmen will, unter welchen Verbindungen stattfinden, so braucht man nur eine gewisse Anzahl genau gemessener Mischungen herzustellen, deren Volumenverhältnisse als Abscissen und deren Dichtigkeiten als Ordinaten aufzutragen; und schon aus einer Zeichnung, die sich nur auf eine beschränkte Anzahl von Versuchen stützt, kann man ersehen, zwischen welchen Grenzen man die Versuche zu vervielfältigen hat, um die Berührungspunkte der verschiedenen zuerst vermutheten geraden Linien festzustellen. Sobald man die Verbindungen einmal bestimmt hat, braucht man die Versuche nicht weiter auszudehnen, um eine grosse Genauigkeit zu erlangen, da man für die dazwischenliegenden Punkte entweder Berechnungen anstellen oder die gewünschte Dichtigkeit von der Zeichnung ablesen kann.

Die Beispiele, welche wir gewählt haben, betreffen nur die Flüssigkeiten, da wir nur sehr spärliche Angaben über die Mischungen fester Körper besitzen. Da man jedoch genau das nämliche Verfahren bei denselben anwenden kann, so möchten wir gern, wenn uns Zeit und Musse gegeben wären, die Legirungen in den Bereich unserer Untersuchungen ziehen, um ein neues Licht auf diese so wichtige und noch so wenig aufgeklärte Frage zu werfen. Es wäre bei denselben hauptsächlich von grosser praktischer Wichtigkeit, die Verbindungspunkte kennen zu lernen. Die Legirungen, welche man in den diesen Punkten entsprechenden Proportionen herstellen würde, wären stabiler und den Einwirkungen der Wärme (liquation) weniger unterworfen, was z. B. bei den Kanonenmetallen von grösster Wichtigkeit wäre.

Wir glauben auch zu der Annahme berechtigt zu sein, dass das Verfahren, welches man für Mischungen zweier Körper befolgt, auch bei drei und mehreren Körpern Anwendung finden kann, nur mit dem Unterschiede, dass die Untersuchungen viel mehr Arbeit und eine grössere Menge von Versuchen erfordern würden. Wenn wir z. B. die Mischungen der Körper *A*, *B*, *C* zu untersuchen hätten, so könnten wir die Verbindungspunkte zwischen *A* und *B*, *A* und *C*, *B* und *C* suchen, nachher die Punkte jeder Verbindung von *A* und *B* mit dem dritten Körper *C*, indem man jede Verbindung zwischen *A* und *B*, welche man untersucht, als einen neuen einfachen Körper ansieht.

Zum Schlusse weisen wir noch auf die Möglichkeit hin, mittelst dieser Methode eine Lösung der so wichtigen Fragen bezüglich des Glases und der feuerfesten Producte herbeizuführen. Dann könnte man ohne langes und kostspieliges Herumtappen das Verhältniss der Rohmaterialien für eine Glasverbindung von einer im Voraus bestimmten Schwere festsetzen, was von besonderem Werthe bei der Herstellung von Krystall oder von achromatischen Fernrohrlinsen sein würde, da bekanntlich die Zerstreuung des Lichtes mit der Schwere des Glases zunimmt. Es würde auch die Herstellung künstlicher Edelsteine von gleicher Schwere und gleichem Feuer wie die ächten ermöglichen.

Wie man sieht, ist die vorliegende Arbeit nur als eine einleitende anzusehen; sie soll nur auf ein neues Verfahren der Feststellung von Verbindungen mittelst physikalischer Angaben (Dichtigkeitsbestimmungen) hinweisen. Dieses Verfahren erfordert viel Arbeit, ist übrigens sehr einfach und leicht verständlich. Es gestattet uns ferner, verschiedene Fragen zu berühren, die bis jetzt nicht in zufriedenstellender Weise durch ein anderes Verfahren gelöst worden sind.

Stolberg, 1877.

Ueber dichten Stahlguss.

Von **F. Osann.**

(Vorgetragen in der Generalversammlung des Technischen Vereines für Eisenhüttenwesen vom 10. Juni 1877.)

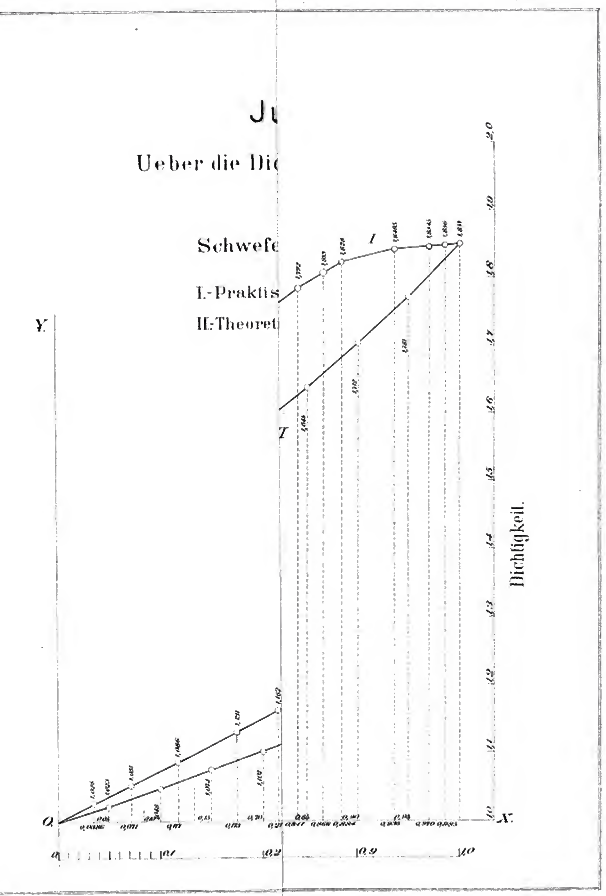
Die Mittheilung, welche ich hier machen will, besteht in einem Referate über einen Vortrag des Hrn. Gautier aus Paris in der letzten Versammlung des Iron and Steel Institute (London im März d. J.), welcher Vortrag die Erzeugung blasenfreier Stahlgüsse (hauptsächlich Stahl-Rohguss) und zwar auf chemischem Wege, durch Festhaltung oder absichtliche Hinzufügung einer gewissen Quantität Silicium im bezw. zum Metall behandelt.

Dasselbe Thema hat kürzlich Hr. Euverte, Director von Terrenoire und der eigentliche Urheber und Ausbilder dieser Methode in Frankreich, in einer Versammlung der Gesellschaft der französischen Civil-Ingenieure besprochen.

Die erwähnte Wirkung des Siliciums sowie deren Benutzung ist in Deutschland nichts Neues, und sowol Gautier als Euverte geben zu, dass sie zuerst durch die Producte von Krupp und Bochum auf den Weltausstellungen auf die Erzeugung blasenfreien Stahls aufmerksam gemacht seien; immerhin dürfte aber die Consequenz, mit welcher die Franzosen die Methode durch Herstellung einer besonderen Mangan-Silicium-Legirung ausgebildet haben, und die Ausdehnung, welche sie derselben zur Erzeugung von Stahl-Rohguss zu geben bestrebt sind, unser grösstes Interesse erregen.

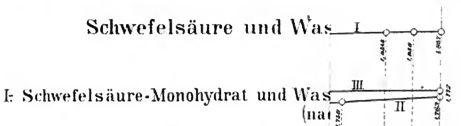
Gehen wir nun auf den Vortrag Gautier's ein, so entwickelt er zunächst die Theorie der Blasenbildung:

Diese Blasen rühren zweifellos von Kohlenoxydgas her, welches durch die Einwirkung von Oxydaten des Eisens auf den Kohlenstoff des flüssigen Stahls entsteht und durch das Erstarren des Metalls am Entweichen verhindert wird. Es ist vorläufig gleichgiltig, ob man sich diese Kohlenoxyd-Blasen fortwährend entstehend und entweichend, oder absorbirt und im Momente des


Ju
Ueber die Di
Schwefe
I.-Praktis
II.-Theoret
Dichtigkeit.
Y.
X.
O.



Jules Meyer: Ueber die

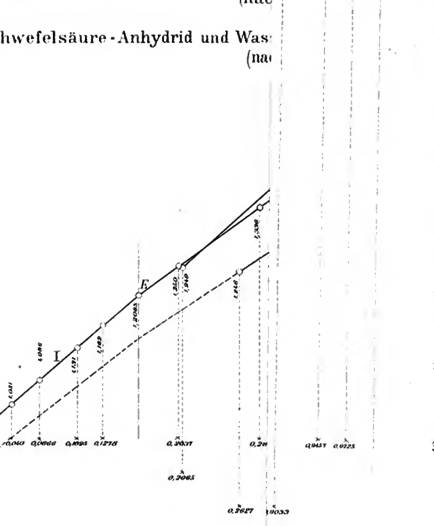


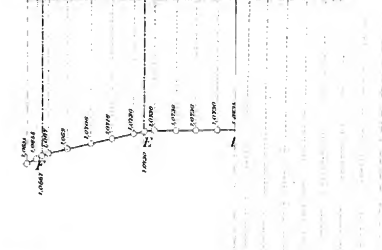
Schwefelsäure und Was

I. Schwefelsäure-Monohydrat und Was
(na

II. Schwefelsäure-Monohydrat und Was
(nac

III. Schwefelsäure-Anhydrid und Was
(na

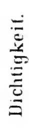




Jules Meyer: Ueber di(

I: Alkohol und Wasser (nach

II: Essigsäure und Wasser (n



Dichtigkeit.

Erstarrens entweichen wollend denkt. Für die erstere Annahme spricht der Umstand, dass ein hitzig und dünnflüssig geschmolzener Stahl weniger Blasen nach dem Erstarren zeigt als ein dickflüssiger von gleicher Härte und Zusammensetzung.

Die innerhalb des Gussblockes befindlichen Blasen sind silberweiss und schaden in Stahlblöcken, welche geschmiedet werden, wenig, weil sie zusammenschweissen, höchstens entstehen dadurch Blind- oder Blendrisse, welche beim Abdrehen der Schmiedestücke sichtbar werden. Die mit der äusseren Luft in Verbindung stehenden Blasen sind allemal angelaufen (oxydirt) und geben Veranlassung zu Oberflächenfehlern (wirklichen Rissen).

Wenn somit schon bei Stahlblöcken, welche später geschmiedet werden, die Blasen störend sind, so ist dies in weit höherem Masse der Fall bei Gussstücken (Façonguss), welche keiner weiteren Schmiedung unterliegen. Wenn derartige Stücke durchaus haltbar und widerstandsfähig sein sollen, so müssen sie absolut dicht und blasenfrei sein.

Gautier erwähnt sodann die blasenfreien Gussblöcke und Gussstücke der deutschen grossen Gussstahlwerke, welche längere Zeit auf den verschiedenen Weltausstellungen die hüttenmännische Welt in Erstaunen gesetzt hätten. Die Art und Weise der Darstellung sei vollständig geheim gehalten und sei auch heute noch nicht veröffentlicht. Die Methode der Darstellung sei jedoch vor etwas länger als 6 Jahren durch die Terrenoire-Stahlwerke ausfindig gemacht, zunächst auf dem Wege logischer Schlussfolgerung; diese sei durch zahlreiche Experimente bestätigt, und die seither gemachten Verbesserungen hätten das Resultat von Grund aus umgestaltet und weitaus vervollkommnet.

Ich führe im Folgenden die von Gautier gegebene theoretische Entwickelung der Methode zur Darstellung blasenfreien Stahls wörtlich an und behalte mir vor, dieselbe weiter unten zu kritisiren und nach meinen Erfahrungen richtig zu stellen. Er sagt:

„Es ist jetzt vollständig erwiesen, dass die von den deutschen Werken ausgestellten blasenfreien Producte durch Zusatz eines sehr siliciumhaltigen Roheisens ganz kurz vor dem Giessen erzeugt sind; und deshalb findet man dieselben hoch gekohlt, und die chemische Analyse zeigt eine sehr bedeutende Quantität Silicium.

Um eine Erklärung dieses Resultates zu finden, müssen wir auf die Theorie des Bessemer-Processes zurückgehen. Es ist bekannt, dass die Verbrennung des Siliciums im Anfange der Charge stattfindet; es erscheint da keine Flamme, sondern vielmehr eine Garbe von leuchtenden Funken; die für alle Flammen charakteristische Natrium-Linie ist nicht zu sehen; so lange noch Silicium vorhanden ist, wird kein Kohlenoxyd gebildet; das Silicium zerlegt das Kohlenoxyd oder, was dasselbe ist, verhindert seine Bildung; wenn daher Blasen mit Kohlenoxyd angefüllt sind, so werden dieselben durch den Zusatz von Silicium zum Verschwinden gebracht nach folgender Formel:

$$Si + 3CO = SiO_3 + 3C.$$

Der Kohlenstoff wird niedergeschlagen und im Stahl aufgelöst, und Kieselsäure wird gebildet. Die Erfahrung zeigt, dass Stahl, welcher auf diese Weise behandelt wird, im Allgemeinen ohne Blasen ist.

Um diese Theorie zu erproben, kann folgendes Experiment angestellt werden. In einem Siemens-Martin-Ofen wird ein siliciumhaltiges Roheisen eingeschmolzen; dieses wird durch allmäliges Einschmelzen von Eisen und Stahl entkohlt. In kurzen Zwischenräumen werden Proben genommen. Zuerst sind dieselben vollständig dicht, aber nach und nach werden sie blasig. Bei der chemischen Analyse findet man, dass die blasigen Proben kein Silicium enthalten, während die vorhergehenden dichten solches enthalten.

Die auf diese Weise erhaltenen blasenfreien Producte sind jedoch meistentheils von sehr geringer Qualität, selbst wenn sie, was gewöhnlich geschieht, lange ausgeglüht werden.

Die Ursachen dieser mangelhaften Qualität sind folgende:

1) Diese Stahle sind hochgekohlt; denn da das dazu verwendete Roheisen meist arm an Silicium ist, so ist man, um der Wirkung des Siliciums sicher zu sein, gezwungen, eine sehr grosse Quantität davon zu chargiren.

2) Die Kieselsäure, welche sich durch die Reaction, bei welcher die Blasen zerstört werden, bildet, verbindet sich allerdings grösstentheils mit dem im Metallbad befindlichen Eisenoxyd; diese Schlacke ist jedoch strengflüssig, bleibt im Stahl und macht denselben pappig; sie vermindert ebenfalls seine Haltbarkeit und macht ihn beim Verarbeiten in der Wärme rissig und bröcklig.

3) Es bleibt im Endproduct ein Ueberschuss an Silicium, welcher, wenn er zu dem Ueberschuss an Kohlenstoff hinzukommt, die Qualität des Stahls sehr beeinträchtigt.“

Gautier spricht dann weiter davon, dass der Einfluss des Siliciums auf Roheisen und Stahl lange Zeit unbekannt war, und dass darüber sehr falsche Ansichten verbreitet gewesen seien; der schlechte Ruf, in welchen das Silicium durch Karsten gekommen sei, entbehre entschieden der Begründung. Karsten habe behauptet, dass Silicium dem Eisen eine besondere Art Rothbruch (Faulbrüchigkeit) mittheile und ein eigenthümlich erdiges Bruchansehen. Diese Ansicht habe sich bis vor Kurzem erhalten, bis Mrazek in Przibram gezeigt habe, dass die Wirkung, welche man dem Silicium zugeschrieben habe, vielmehr der Kieselsäure zugeschrieben werden müsse, welche sich in Form von Schlacke mit dem Metall gemischt vorfinde; metallisches Silicium, zu weichem Eisen zugesetzt, verändere dessen Eigenschaften durchaus nicht. Dagegen sei die Sache anders bei gekohltem Eisen. Mrazek's Versuche hätten ergeben, dass hier dasselbe Verhältniss stattfinde wie mit Kohlenstoff und Phosphor. Wie die Gegenwart von Phosphor, solle er unschädlich sein, ein Herabdrücken des Kohlenstoffs im Eisen und Stahl bedinge, so sei dies auch mit dem Silicium der Fall. Die gleich-

zeitige Anwesenheit von Kohlenstoff und Silicium erzeuge Sprödigkeit sowol im warmen als im kalten Zustande, während ein Gussstahl, welcher nur Spuren von Kohlenstoff enthalte, bis zu 7 pCt. Silicium haben könne und sich dabei in der Roth- und Weissgluht gut bearbeiten lasse. Wenn demnach einem Gussstahl, um ihn vollständig dicht und blasenfrei zu bekommen, ein gewisses Quantum Silicium hinzugesetzt werden solle, so sei es, um nur gutes Product zu bekommen, nothwendig, den Kohlenstoffgehalt, wenn nicht ganz zu entfernen, so doch ganz bedeutend herunterzudrücken.

Nach Massgabe dieser Grundsätze sei in Terrenoire die Erzeugung blasenfreien Stahls sehr vervollkommnet durch Anwendung eines Mangan- und Eisen-Silicids, welches dem Stahl ganz vorzügliche Eigenschaften ertheile.

Die Wirkungsweise dieses Productes, dessen Darstellung sehr schwierig sein soll, deducirt Gautier folgendermassen:

„Das Silicium verhindert die Bildung von Blasen, indem es das Kohlenoxyd zerlegt, welches im Metall aufgelöst ist und während des Erstarrens zu entweichen strebt. Das Mangan reducirt das Eisenoxyd und verhindert die fernere Entwickelung von Gasen, welche durch die Reaction des Eisenoxyds auf den Kohlenstoff entstehen würden.

Wir haben oben gesehen, dass bei der Zerlegung des Kohlenoxyds durch das Silicium Kieselsäure gebildet wird und hernach ein Eisensilicat, welches im Stahl aufgelöst blieb. Das Mangan begünstigt oder veranlasst nun die Bildung eines Eisen-Mangan-Silicats, welches viel flüssiger ist als das Eisensilicat, und welches daher in die Schlacke übergeht. Es bleibt daher nichts davon im Stahl aufgelöst, und dieser Punkt ist von der grössten Wichtigkeit. Man kann nämlich den Structurunterschied zwischen zwei Stahlsorten (beide blasenfrei), von denen die eine mit Silicium allein, die andere mit einer Legirung von Silicium und Mangan (dem oben genannten Mangan-Silicid) erzeugt ist, in folgender Weise zeigen, wie es Hr. Pourcel gethan hat. Derselbe brachte in eine Porzellanröhre zwei Gefässe, von denen das eine den mit Silicium allein hergestellten, das zweite den mittelst des Mangan-Silicids erzeugten Stahl enthielt. Es wurde sodann ein Strom Chlorgas durch die Röhre geleitet, bis alles Eisen in Chlorid übergeführt war. Dabei stellte es sich heraus, dass im ersten Gefäss ein Netzwerk von Eisen-Silicat zurückblieb, welches die Form der ursprünglichen Stücke bewahrte, während der vermittelst des Mangan-Silicids dargestellte Stahl keinen Rückstand hinterliess."

Bevor ich in meinem Referate weiter gehe, möchte ich auf die oben mitgetheilte theoretische Entwickelung bezüglich der Wirkungsweise und der Eigenschaften des Siliciums zurückkommen.

Es scheint nach neueren Untersuchungen erwiesen, dass das Silicium den schlechten Ruf, welchen es seit und durch Karsten bekommen hat, nicht verdient. Gleichwohl ist es als so absolut harmlos, wie Gautier es darstellt, nicht anzusehen, denn selbst in ganz weichem (kohlenstoffarmen) Eisen bewirkt 1 pCt. Silicium Brüchigkeit im rothwarmen und noch mehr im kalten Zustande.

Die Untersuchungen von Mrazek, Hahn und Percy haben dargethan, dass das Silicium dem Eisen dieselben Eigenschaften ertheilt wie der Kohlenstoff, aber in bedeutend geringerem Grade, und hierin liegt allerdings eine gewisse Beruhigung, dass man mit der Zuführung von Silicium nicht gar zu ängstlich zu sein braucht. Es muss nur gesorgt werden, dass nicht gleichzeitig ein Kohlenstoffgehalt von einiger Erheblichkeit vorhanden ist, denn da sich die Eigenschaften und Einflüsse beider Körper potenziren, so sind sie allerdings unverträglich, wie Gautier es ausdrückt.

Dies ist auch in sofern richtig, als es erwiesen erscheint, dass das Silicium die Fähigkeit des Eisens, Kohlenstoff aufzunehmen und festzuhalten, vermindert und eine reichliche Graphitausscheidung veranlasst. Dabei ist der Gesammtkohlenstoffgehalt in dem graphitischen Roheisen meist geringer als im lichtgrauen oder Spiegeleisen.

Ein Beweis hierfür liegt darin, dass das gefeinte Eisen, welches seinen Siliciumgehalt fast ganz, von seinem Kohlenstoffgehalt aber fast gar nichts verloren hat, weiss wird. Einen ähnlichen Beweis lieferte Percy durch ein Experiment, indem er gepulvertes Spiegeleisen mit 5,39 pCt. Mangan und 0,37 pCt. Silicium mit 1/5 seines Gewichtes an Kieselsäure mischte und im Tiegel erhitzte. Er erhielt einen gut geschmolzenen Roheisenkönig, mit wenig Schlacke bedeckt; derselbe, dunkelgrau im Bruch, enthielt 1,61 Graphit, 2,91 Silicium, 0,60 Mangan.

Auf diese Eigenschaft des Silicium, Graphit auszuscheiden bezw. seine Resorption zu verhindern, werde ich weiter unten als auf ein nicht unwichtiges Moment nochmals zurückkommen.

Wenn es nun unzweifelhaft richtig ist, dass das Silicium das wirksamste Mittel ist, um die Gasbildung im Stahl (überhaupt in allem flüssigen Kohleneisen) zu verhüten, so ist doch die von Gautier aufgestellte Theorie nach der Formel

$$Si + 3CO = SiO_3 + 3C$$

meiner Ansicht nach unrichtig; ebenso die weitere Ausführung, dass das Mangan, indem es das Eisenoxyd reducire, die fernere Entstehung von Gasen, welche durch die Reaction des Eisenoxyds oder Oxyduls auf den Kohlenstoff entstehen würden, verhindere.

Das Mangan wirkt durch seine grössere Verwandtschaft zum Sauerstoff allerdings reducirend auf die Eisenoxyde ein, das gebildete Manganoxydul wirkt aber zweifellos, gerade wie das Eisenoxydul, auf den im Metall befindlichen Kohlenstoff oxydirend ein und entwickelt Kohlenoxyd. Man sieht dies an dem lebhaften Aufkochen des Metallbades beim Einbringen von Ferromangan oder Spiegeleisen. Wendet man daher am Ende der Chargen Mangan als Reductionsmittel an, so beseitigt man die Blasenbildung nicht, wohl aber die durch die Einmengung der Eisenoxyde im Metall ent-

staudenen faulen Zustände desselben (die Brüchigkeit); denn die Manganverbindungen scheinen wegen ihrer Leichtflüssigkeit nicht im Metall eingemengt zu bleiben, sondern in die Schlacke überzugehen.

Das Silicium wirkt nun, meiner Ansicht nach, einfach reducirend auf die Eisen- und Manganoxydate im Stahl ein, indem sich unter dem Einfluss prädisponirender (zur Schlackenbildung disponirender) Verwandtschaft Kieselsäure bildet, welche sich mit Eisen- und Manganoxyd zu Schlacke verbindet. Statt eines gasförmigen Körpers entsteht somit ein fester, welcher sich abscheidet.

Richtig ist die Bemerkung Gautier's, dass die gebildete reine Eisenschlacke strengflüssig ist und bei nicht ganz hoher Schmelztemperatur im Metallbade bleibt, indem sie dasselbe pappig und den Stahl demnächst brüchig macht; zweifellos muss zugegeben werden, dass ein grosser Theil der dem Silicium zugeschriebenen bösen Eigenschaften auf Rechnung dieser häufig im Metall vorkommenden Schlacke zu setzen ist, wie auch Pourcel nachgewiesen hat.

Demnach kann man sagen, dass ein gewisser, möglichst niedrig zu haltender Antheil von Silicium das beste Schutzmittel gegen die nicht gewollte Oxydation des Kohlenstoffs und die damit verbundene Gas- und Blasenbildung ist.

Die möglichst vollständige Vermeidung jeder Oxydation findet beim Tiegelschmelzen statt, und steht dasselbe deshalb, was Qualität und Blasenfreiheit der Güsse betrifft, obenan. Man wird ähnliche Resultate beim Siemens-Martin-Process erreichen, wenn man dort ebenfalls jeden schädlichen oxydirenden Einfluss zu beseitigen versteht; und in der That macht man die vorzüglichsten Chargen bei einem Ofengang, bei welchem die äussere Oxydation durch die Flamme minimal ist, und nur ein ganz allmäliges Weichwerden des eingeschmolzenen Metalls stattfindet. Dabei erhält sich aus dem ursprünglichen Roheisenbade meistens eine kleine Quantität Silicium im Metall, genügend, um etwaige Oxydate zu entfernen und Blasenbildung zu vermeiden, denn dass erst alles Silicium oxydirt sein müsse, ehe Kohlenstoff oxydirt wird, gilt nicht allgemein und namentlich nicht für Processe, bei welchen kein Frischen, sondern nur eine allmälige Oxydation des Kohlenstoffs stattfindet.

Derartige Chargen brauchen keinen oder wenigstens nur ganz geringen Zusatz von Reductionsmitteln — Mangan und Silicium. Ist man dagegen gezwungen, den Schmelzprocess zu einem rascher oxydirenden zu gestalten — dies geschieht beim Siemens-Martin-Process am besten durch oxydirende Zuschläge wie Eisenerze — so ist es, um nachher blasenfreien Stahl zu bekommen, nothwendig, wieder Silicium einzuführen, und dazu leistet die Legirung von hochsilicirtem Mangan und Eisen, wie sie in Terrenoire angewandt wird, jedenfalls die vorzüglichsten Dienste.

Hat man damit aus dem Metall die Oxydate und Blasen entfernt, dann ist es stets von Wichtigkeit, dasselbe noch eine Zeit lang unter kräftiger Hitze im Ofen zu lassen, damit die Mischung eine ganz homogene werde. Um dies zu können, ist es aber wieder erforderlich, alle oxydirenden Einflüsse des Ofenganges zu beseitigen, da anderenfalls das hinzugefügte Silicium wieder oxydirt wird, und man wieder Blasen bekommt.

Dies Stehenlassen des Metallbades halte ich deshalb für wichtig, weil derjenige Stahl, bei dessen Erzeugung am Ende des Processes Roh- oder Spiegeleisen zugesetzt wird, bei der Analyse häufig einen kleinen Graphitgehalt zeigt, und zwar in der Regel einen desto grösseren, je mehr Silicium gleichzeitig darin ist. Dies bestätigt die oben erwähnte Eigenschaft des Siliciums, die Festhaltung oder die Aufnahme von Kohlenstoff im Eisen zu erschweren.

Dass eine, wenn auch ganz geringe Einlagerung von Graphit der Haltbarkeit des Metalls schaden muss, dürfte auf der Hand liegen.

Der Graphitgehalt ist allerdings so gering, namentlich in den weichen Stahlsorten, dass man weder auf dem Bruch, noch sonst bei den üblichen Proben das Mindeste davon merkt; bei der Zugfestigkeits-Probe und beim langsamen Biegen kommt selten ein Manco vor; dagegen zeigt sich in der Regel bei plötzlicher Inanspruchnahme durch Schläge u. s. w., dass der Stahl einem anderen von gleicher Härte, in welchem kein Graphit nachweisbar ist, nachsteht.

Im weichen Tiegelgussstahl kommt kaum je Graphit vor. Zweifelsohne muss man diese vollständigere Assimilirung und Auflösung des Kohlenstoffs der langsameren Erzeugungsweise des Tiegelstahls zuschreiben. —

Wenden wir uns nun wieder der Abhandlung Gautier's zu, so kommt er jetzt auf den wichtigsten Punkt, nämlich die Deduction, dass der gegossene blasenfreie Stahl, bei entsprechender Behandlung (durch Ausglühen) dem geschmiedeten nicht nur ebenwerthig, sondern sogar überlegen sei.

Er führt zunächst eine Reihe von Versuchsresultaten von Stahlsorten an — harte und weiche — welche in Terrenoire nach der neuen Methode, mit Hilfe der speciellen Silicium-Legirung erzeugt seien, und kommt dann auf die sehr interessanten Untersuchungen von Tchernoff, technischem Director der Obuchoffsky-schen Stahlwerke bei St. Petersburg — ein unter Staatssubvention arbeitendes und viel Kriegsmaterial verfertigendes (Kanonen in Wien 1873) Werk. Die Resultate dieser Untersuchungen stimmen merkwürdig genau mit den in Terrenoire gewonnenen überein.

Tchernoff veröffentlichte dieselben schon im Jahre 1868 unter dem Titel „Ueber die Structur des Stahls"; jedoch blieben dieselben, weil in russischer Sprache geschrieben, vollständig unbekannt bis zum Jahre 1876, wo sie ins Englische übersetzt wurden und im „Engineering" erschienen.

Nachdem Gautier endlich noch die verschiedenen Versuche einer Compression des flüssigen Stahls besprochen hat, welche er als entschieden verfehlt und nutzlos bezeichnet, weil dadurch die Dichtigkeit dem

blasenfreien Stahl gegenüber nicht vergrössert werden könne, und sich eine etwa wünschenswerthe Veränderung des Molecularzustandes auf andere Weise — durch Ausglühen — viel einfacher und sicherer erreichen lasse, macht er zum Schluss noch einige interessante Mittheilungen über die historische Entwickelung dieser zu Terrenoire von Hrn. Euverte ausgebildeten Methode der Erzeugung blasenfreien Stahls.

Es geht aus denselben hervor, dass durch die Nothwendigkeit, möglichst vollkommene Zerstörungswerkzeuge zu fabriciren, nämlich Granaten von durchschlagendster Wirkung, Hrn. Euverte die Anregung gegeben wurde, diese Granaten statt aus Eisen zunächst aus sogenanntem Métal mixte (einem stahlartigen Roheisen) und danach aus blasenfreiem Siemens-Martin-Stahl herzustellen.

Euverte hat alle bei dieser Fabrikation in Frage kommenden Punkte vor einer kürzlich abgehaltenen Versammlung der französischen Civil-Ingenieure eingehend erörtert, und wenn er von der Gleichwerthigkeit des blasenfreien Stahls als Rohguss mit dem geschmiedeten vollkommen überzeugt ist und auf Grund zahlreicher und sorgfältiger Versuche überzeugt sein darf, so gesteht er in der Discussion, dass man noch nicht so weit gekommen sei, um in den meisten Fällen den geschmiedeten Stahl durch den gegossenen ersetzen zu können. Die Schwierigkeiten des Giessens und das starke Schwinden des Stahlgusses bieten grosse Schwierigkeiten, und es bedürfe, um diese zu besiegen, noch einer Reihe sorgfältiger und schwieriger Versuche, denen er sich jedoch mit Freude und Hingebung unterziehen werde.

Verwendung der Diamanten zu Tiefbohr-Apparaten.

Von **Ludwig Ramdohr.**

(Vorgetragen in der Sitzung des Thüringer Bezirksvereines vom 24. October 1877.)

(Hierzu Fig. 9 und 10, Taf. V.)

Das Schürfen, d. i. die Aufsuchung nutzbarer Mineralien, erfolgt in den meisten Fällen durch Niederbringung von Bohrlöchern. Letztere werden bekanntlich, wenn es sich um Untersuchung der meistens milden, thonigen und sandigen Alluvial-, Diluvial- und Tertiärbildungen (Braunkohlen u. s. w.) handelt, stets mit der Hand und wirklich bohrend, also durch Drehung des verschieden geformten Bohrlöffels, niedergebracht. Dagegen erfordert, wie ebenfalls bekannt, die Untersuchung der tiefer liegenden, oft überaus festen und harten Gesteinsschichten die Anwendung des Meissels. Bei den nach diesem Verfahren niedergebrachten Tiefbohrlöchern wird der oft mehrere Centner schwere und bis zu $0^{m},600$ breite, durch einen bis zu 15 Centnern schweren sogenannten Bohrklotz belastete Bohrmeissel auf eine bestimmte Höhe gehoben, dann frei fallen gelassen, wieder gehoben und dabei um einen kleinen Winkel gedreht, wieder fallen gelassen u. s. f. Bei dieser Operation mit dem sogenannten Freifallbohrer, welche zeitraubend und mühsam ist und bleibt, gleichviel, ob die Bewegung des Bohrgestänges (oder Seiles) durch Menschenhände oder durch Maschinen bewirkt wird, erfolgt sonach die Vertiefung des Bohrloches durch Zerstossen, Pulverisiren des Ortsgesteins. Ohne auf die Einzelheiten der verschiedenen Stoss- oder Fall-Bohrapparate näher einzugehen, will ich hier nur als die wesentlichsten Mängel dieser Methode kurz angeben:

1) Langsames Fortschreiten der Arbeit, bedingt sowol durch das angewandte Princip selbst als auch namentlich durch den Umstand, dass täglich mehrmals das gesammte Bohrgestänge aus dem Bohrloche entfernt, dann durch eine besondere Operation das erzeugte Bohrmehl (der Bohrschmant) aus der Tiefe heraufgeholt und schliesslich Meissel, Bohrklotz u. s. w. stückweise wieder eingelassen werden müssen;

2) ein selten durchaus zuverlässiges Urtheil über Beschaffenheit und Lagerungsverhältnisse der durchbohrten Gebirgsschichten, weil letztere stets nur als ein mehr oder weniger feines Pulver durch den Ventillöffel zu Tage gebracht werden. Beim Durchbohren der im Wasser leicht löslichen Kalisalze ist man sogar fast ausschliesslich auf die chemische Analyse der gehobenen Soolproben angewiesen, da die Gewinnung selbst nur kleiner fester Salzstückchen ausserordentlich schwierig ist und nur sehr selten gelingt. Diese Unklarheit über die mit dem Fallbohrer durchsunkenen Salzschichten hat denn auch bereits zu herben Enttäuschungen und bedeutenden Capitalverlusten geführt; ja selbst bei Schürfarbeiten auf Steinkohlen sind derartige grosse Capitalverluste mehrfach vorgekommen, weil die Anwendung des Fallbohrers gestattet, solche Steinkohlen als Bohrmehl zu Tage zu fördern, die in betrügerischer Weise kurz zuvor in das Bohrloch geworfen worden waren.

Diesen beiden grössten Mängeln des Fallbohrens hilft nun in entschiedenster Weise die kurzweg als Diamantbohrung bezeichnete Bohrmethode ab, die ausserdem noch andere sehr gewichtige Vortheile in ihrem Gefolge hat. Die Diamantbohrung beansprucht für gleiches Gestein und gleiche Tiefen an Zeit etwa ebenso viele Monate als die alte Methode Jahre, und sie fördert das durchbohrte Gestein nicht als Pulver, sondern als feste, cylindrische Bohrkerne, oft von mehreren Metern Länge, zu Tage und liefert dadurch ein natürliches Gebirgsprofil von gleicher Länge mit der Bohrlochstiefe.

Ich gestatte mir, der Beschreibung dieser neuen und wichtigen Bohrmethode einige historische Notizen voranzuschicken.

Schon vor etwa 16 Jahren schlug der schweizerische

Ingenieur Lechot*) die Anwendung des schwarzen brasilianischen Diamanten, welcher sich durch die grösste Härte unter allen bekannten Körpern auszeichnet, zum Gesteinbohren vor und verband mit seinem Vorschlage die allein richtige Idee, den Bohrer ringförmig zu construiren und denselben rotirend arbeiten zu lassen. Lechot's Princip fand bald Verwendung bei Herstellung von Sprengbohrlöchern für Stolln- und Tunnelbau in Europa und Amerika. In letzterem Erdtheil dehnte man bereits im Jahre 1870 die Anwendung des mit Diamanten besetzten Ringbohrers auf die Herstellung von Tiefbohrlöchern aus, und die ersten Diamant-Tiefbohrmaschinen von A. J. Severance, W. T. Holt und John North sind trotz ihrer Mangelhaftigkeit das Vorbild der späteren, sehr vollkommenen Bohrmaschinen von Beaumont geworden.

Sämmtliche Diamant-Bohrapparate beruhen auf der Anwendung eines hohlen schmiedeeisernen Bohrgestänges, welches an dem bohrenden Ende mit einem ringförmigen Gussstahlkörper, der sogenannten Bohrkrone, armirt ist, deren freie Endfläche, einen concentrischen Ring bildend, mit Diamanten besetzt ist. Die Anordnung der letzteren ist derartig, dass durch dieselben aus dem vollen Gestein ein concentrischer Hohlraum heraus gefräst wird, welcher an seiner äusseren Peripherie die Bohrlochswandung, an seiner inneren dagegen einen Gesteinscylinder, den Bohrkern, zurücklässt. Während das so armirte Gestänge durch mechanischen Antrieb 200 bis 300 Mal in der Minute rotirt, wird von seinem äusseren, freien Ende aus mittelst eines mit demselben verbundenen Gummischlauches ununterbrochen Wasser bis vor Ort gepumpt, welches das durch die Arbeit der Diamanten abgelöste Gesteinmehl ebenso ununterbrochen fortspült und zu Tage austreten lässt, und somit die bisher übliche, so sehr zeitraubende besondere Operation des Ausschmantens der Bohrlöcher vollkommen entbehrlich macht.

Die Abnutzung der Diamanten ist verhältnissmässig gering und wenig kostspielig durch den Umstand, dass die abgenutzten Steine ungefähr zu demselben Preise für die Gewichtseinheit zurückverkauft werden, zu dem sie angekauft wurden, da sie vorwiegend in pulverisirtem Zustande zum Schleifen der theuren hellfarbigen Diamanten benutzt werden, und es bei ihrer Pulverisirung gleichgiltig ist, ob einzelne Kanten bereits abgenutzt sind oder nicht.

Ein grösserer Verlust entsteht dann, wenn einmal ein Diamant sich aus der Fassung löst und gänzlich verloren geht.

Zu Kronen für kleinere (Spreng-) Bohrlöcher werden kleinere Steine, oft nur Splitter, für grössere dagegen grössere Steine verwandt; letztere übersteigen selten die Grösse einer halben oder ganzen Erbse. Der Preis eines solchen Steines beträgt je nach seinem Gewicht jetzt etwa 30 bis 120 ℳ, im Durchschnitt also 75 ℳ, so dass eine mit 12 Steinen besetzte Krone (für Bohrlöcher von 150 bis 200^{mm} Durchm.) etwa 900 bis 1000 ℳ kostet. Eine kleine Krone für Sprenglöcher von 36^{mm} Durchm. enthält nur für 80 bis 120 ℳ Diamanten. Als Beispiel für den Geldwerth der Abnutzung der Steine möge die Angabe dienen, dass die zur Herstellung eines über 130^{m} langen, im härtesten Quarz- und Feldspathfelsen getriebenen Stollns zu Colorado in Amerika verwendeten Diamanten einen Abnutzungsverlust von nur 30 Doll. zeigten. —

Die ausgedehnteste Anwendung der Diamantbohrung geht augenblicklich von der „Continental Diamond Rockboring Company, Limited“ zu London*) aus, und meine specielle Kenntniss der Methode, der Apparate und Erfolge verdanke ich dem Umstande, dass diese Gesellschaft seit dem Sommer des Jahres 1876 auf meinen Vorschlag Tiefbohrungen auf Kali- und Steinsalz in der Nähe von Aschersleben (und zwar, wie hier nebenbei bemerkt werden mag, mit ausgezeichnetem Erfolge) ausführen lässt.

Bei den von der Gesellschaft benutzten Bohrmaschinen von Beaumont liefert eine 20 bis 24 pferdige Locomobile die Betriebskraft. Die eigentliche Bohrmaschine, in welcher sämmtliche Vorrichtungen zur Bewirkung der Rotation, zum Heben und Senken sowie zum Lüften und gänzlichen Herausholen des Bohrgestänges, zum festeren oder sanfteren Andrücken der Bohrkrone gegen das zu bohrende Gestein, die Windetrommel, die Gegengewichte zur annähernden Ausgleichung der Gestängelast sowie endlich zwei Druckpumpen zum Eintreiben des Spülwassers bis vor Ort auf überaus compendiöse Weise mit einander vereinigt sind, ist so eingerichtet, dass sie leicht und schnell aus einander genommen und aufgestellt werden kann. Das Gerippe derselben ist ganz aus I-Eisen construirt und besteht im Wesentlichen aus zwei stehenden Säulen, welche auf Schwellen von ⊣förmigem Grundriss ruhen und durch schrägliegende Verbandstücke nach allen drei Seiten hin mit diesen eisernen Grundschwellen vereinigt sind. In der Mitte zwischen den beiden Säulen befindet sich das Bohrloch. Zwischen den Säulen und durch dieselben geführt bewegt sich ein Schlitten auf und ab, in dessen Mitte sich ein Kammlager befindet. In letzterem dreht sich der untere, als Kammlagerzapfen gestaltete Theil eines hohlen gusseisernen Körpers von etwa 2^{m},000 Länge, durch welchen das Rohrgestänge hindurch geführt ist. Festgehalten und gleichzeitig centrirt wird letzteres durch eine eigenthümliche Klemmvorrichtung. Nach oben ist die Spindel durch die in einem metallenen Halslager laufende Nabe eines Kegelrades geführt, welches durch ein anderes Kegelrad, dessen Welle schräg nach dem Fusse der Bohrmaschine hin gelagert ist, angetrieben wird. Das Rad, durch welches die Spindel hindurch geht, ist mit einer Feder

*) Lechot's Maschinen finden sich nach den „Ann. du Conservatoire, 1864. t. IV, p. 663“ durch H. Tresca beschrieben in Dingler's „Polytechn. Journ.“ Bd. 173, S. 248 u. f.

*) Centralbüreau für den Continent in Leipzig, Wintergartenstrasse 3.

versehen, welche einer in der ganzen freien Spindellänge vorhandenen Nuth entspricht, so dass unbeschadet des gemeinschaftlichen Niedergehens von Schlitten und Spindel letztere und mit ihr das Gestänge rotiren kann.

In ihren sonstigen Einzelheiten lässt sich die Bohrmaschine ohne specielle Abbildungen nicht gut beschreiben, und da genügend deutliche Abbildungen in Dingler's „Polytechn. Journ.", Band 217, Taf. II enthalten sind, so kann ich füglich hier auf diese Quelle diejenigen verweisen, die specieller sich zu unterrichten wünschen. —

Der eigentliche Bohrapparat besteht nun, von oben gerechnet, aus dem Bohrgestänge, dem Kernrohr und der Bohrkrone.

Das Bohrgestänge besteht aus 2^{m} langen, etwa 50^{mm} im Lichten weiten schmiedeeisernen Rohren von 5^{mm} Wandstärke, welche mit Muffen und Gewinde unter einander verbunden werden. Bei grosser Bohrlochstiefe werden auch gussstählerne Rohre benutzt.

Das Kernrohr, welches zur Aufnahme des abgebohrten Kernes dient und von gleicher Weite wie die Bohrkrone ist, wird ebenfalls aus 2^{m} langen schmiedeeisernen Rohren und bis zu 16^{m} Länge gebildet. Die Wandstärke der Kernrohre ist grösser als bei den Gestängerohren, und die Verschraubung der einzelnen Theile erfolgt nicht durch eigentliche Muffen, welche stets eine Vermehrung der Wandstärke bedingen, sondern in der Weise, dass jedes einzelne Rohr an dem einen Ende einen Gewindezapfen, am anderen das Muttergewinde enthält und in beiden Fällen auf die Länge der Schraube nur die halbe Wandstärke vorhanden, an der Verbindungsstelle mithin das Kernrohr innen und aussen ganz glatt ist. Das Kernrohr hat stets einen grösseren Durchmesser als das Bohrgestänge und zwar von 60 bis 250^{mm}.

Unmittelbar an das Kernrohr schliesst sich, durch ein etwa 100^{mm} langes Gewinde mit demselben verbunden, die Bohrkrone, über deren Function bereits weiter vorn berichtet wurde. Die Fig. 9 und 10, Taf. V zeigen, wo und in welcher Reihenfolge die Diamanten eingesetzt sind. Das „Setzen" der Diamanten erfordert ebenso viel Umsicht als Erfahrung und Uebung. Im Allgemeinen sei hier bemerkt, dass für jeden Stein zunächst ein rundes Loch in der Krone ausgebohrt und dieses mittelst des Kreuzmeissels derartig erweitert wird, dass der Diamant in dem Loche genau diejenige Lage findet, welche er einnehmen soll. Sodann wird der Stein ringsum vollständig verstemmt, so dass von ihm kaum etwas zu sehen ist; nach kurzem Gebrauch der Krone hat sich von der Stahlfläche so viel abgeschliffen, dass die Diamanten schärfer und wirksamer heraustreten. Sobald sämmtliche Steine eingesetzt sind, wird die Krone gut gehärtet; die Erhitzung und Abkühlung derselben wirkt auf die Diamanten durchaus nicht nachtheilig ein.

Hinsichtlich der eigentlichen Bohrarbeit bemerke ich Folgendes. Der Druck, mit welchem man die Bohrkrone vor Ort aufsitzen und arbeiten lässt, hängt ganz von der Art und Festigkeit des Ortsgesteins ab; dieser Festigkeit entsprechend liegt auch der Grad des Vorschubes in ausserordentlich weiten Grenzen. In den Lettenschieferschichten des Buntsandsteins und im Gyps habe ich nicht selten eine Leistung von 1^{m} in 10 bis 15 Minuten beobachtet; in den härtesten Gesteinen übertrifft die Leistung des Diamantbohrers die des Freifallmeissels stets um das 10 bis 12, oft sogar um das 20fache. Mittelst einer einfachen, überaus empfindlichen und wirksamen, mit dem Gegengewicht für das Gestänge combinirten Vorrichtung lässt sich der Druck der Krone vermehren und vermindern, das Gestänge lüften und andrücken.

Auch die Länge des ohne Unterbrechung abgebohrten Kernes richtet sich nach der Beschaffenheit des Gesteins. Bei festem, homogenem Gebirge kann man bis zu 6^{m} in einem Gange abbohren, bevor man nöthig hat, das Bohrzeug herauszuholen und den abgebohrten Kern aus dem Kernrohre zu entfernen. Die Kerne brechen je nach der Beschaffenheit des Gesteins von Zeit zu Zeit ohne besondere Nachhilfe gewöhnlich in verschiedenen Längen ab und werden in dem Kernrohre theils durch abgeriebenen Bohrsand, theils durch den inneren vorspringenden Rand der Krone festgehalten. Besondere Vorrichtungen sind weder zum Abbrechen noch zum Festhalten der Kerne vorhanden oder erforderlich. Bei den Aschersleben Bohrungen sind nicht selten Gyps- und Anhydritkerne von über 4^{m} und Salzkerne bis zu 1^{m} Länge in einem Stück zu Tage gefördert worden. Ich kann es mir nicht versagen, hier auf den ungeheuren Erfolg hinzuweisen, den die Diamantbohrung durch Gewinnung der vollen Salzkerne durch die ganze Mächtigkeit des Salzlagers hindurch errungen hat. Gerade die Kalisalze sind die am leichtesten löslichen, und da jede Tiefbohrung in einem mit Wasser angefüllten Bohrloche vor sich geht, so erhalten sich bei Anwendung des Freifallbohrers in dem Bohrschmant auch höchstens nur Splitter des schwerer löslichen Steinsalzes unversehrt, während die abgesprengten Splitter der Kalisalze in Lösung übergehen. Dass die chemische Untersuchung dieser Salzlösung (Soole) aber nur einen sehr unzuverlässigen Schluss auf die wirkliche Zusammensetzung und Mächtigkeit des durchbohrten Salzlagers gestattet, ist klar, wenn man bedenkt, dass bei der fortwährenden Bewegung des Bohrlochwassers durch den Bohrprocess fortwährend noch Salze aus bereits längst durchbohrten Schichten in Lösung übergehen und die aus der chemischen Untersuchung der Soolen gezogenen Schlüsse unrichtig machen.

Bei den Aschersleben Bohrungen gelang es deshalb trotz der grossen Schnelligkeit der Bohroperation und trotzdem man nur immer kurze Stücke abbohrte und das Kernrohr so schnell wie möglich aufholte, namentlich unter dem Einfluss des Spülwassers anfangs nur selten, lange und schöne Salzkerne zu gewinnen. Als man aber die Mühe und die Kosten nicht scheute, an Stelle des süssen Wassers eine gesättigte Chlormagnesiumlösung als Spülwasser zu benutzen, in welcher

die Salze unlöslich sind, da erreicht man die besten, bislang für unmöglich gehaltenen Resultate durch Förderung langer Kerne von Carnallit u. s. w. —

Bevor ich mich zu den Betriebsresultaten wende, habe ich einige Worte über die Befestigung der Bohrlochswand bei eintretendem Nachfall zu sagen. Diese Befestigung erfolgt wie beim alten Bohrverfahren durch Verrohrung, mit dem Unterschiede jedoch, dass hier nicht genietete, sondern ebenfalls geschweisste und in einander geschraubte schmiedeeiserne Rohre zur Verwendung kommen. Da die Verrohrung stets erst dann vorgenommen wird, wenn der Nachfall gar zu belästigend auftritt, so werden die Verrohrungen in der Regel am unteren Ende mit einigen kleinen Diamanten oder Splittern versehen, um sie in den vor Ort vorhandenen Nachfall einschneiden und bis auf das feste Ortsgestein bringen zu können. Selbstverständlich muss dann mit einem kleineren Kronendurchmesser weiter gebohrt werden, und zwar beträgt die Abnahme des Durchmessers stets 25^{mm}. Sind voraussichtlich mehrere Rohrtouren in einander zu schieben, so wählt man gleich die erste von einem solchen Durchmesser, dass man mit einiger Gewissheit das Bohrloch mit einer Krone von mindestens 75^{mm} Durchm. zu Ende führen kann. Da die Verrohrung aussen durchaus glatt ist und deren einzelne Theile durch Verschraubung mit einander verbunden sind, so ist nach Beendigung der Bohrarbeit die Wiedergewinnung der Rohre in den meisten Fällen leichter und sicherer zu bewirken als bei dem Fallbohren, bei welchem die Verrohrung in der Regel von grösserem Durchmesser ist (von dem Nachfallgestein also auch fester gehalten wird) und aus einem fortlaufenden einzigen Strange von genieteten Blechrohren mit Längs- und vielen Quernäthen besteht. —

Betriebsresultate. Auf die Mittheilung ausführlicher Bohrtabellen verzichtend, gebe ich nur die wichtigsten Zahlen für einzelne Tiefbohrungen.

1) Bohrung für die k. k. privilegirte Eisenbahn-Gesellschaft bei Böhmisch-Brod.*)

Das im Sommer 1874 angefangene Bohrloch bewegte sich meist in rothem Sandstein, sandigem Schiefer u. s. w. Für die erreichte Gesammttiefe von $697^{m},_{52}$ war die angewandte Bohrmaschine viel zu schwach, da man von vornherein auf eine weit geringere Tiefe gerechnet hatte. Infolge dessen traten ausserordentlich viele Reparaturen und damit erhebliche Zeitverluste ein. Trotzdem ist das Resultat bedeutend. Die gesammte Bohrzeit betrug 227 Tage mit 314 zwölfstündigen Schichten. Hieraus ergiebt sich eine Durchschnittsleistung von $2^{m},_{22}$ in 12 Stunden oder von $0^{m},_{85}$ in der Stunde. Bringt man die Stillstände und Versäumnisse (2777 Stunden oder 115 Tage) in Abrechnung, so ergiebt sich eine Durchschnittsleistung von $8^{m},_{9}$ in 12 Stunden. Bedeutende Leistungen an einzelnen Tagen waren folgende:

am 28. Juli bei etwa 99^{m} Bohrlochstiefe = $13^{m},_{48}$
„ 31. August „ „ 236^{m} „ = $11^{m},_{85}$
„ 16. Septbr. „ „ 380^{m} „ = $16^{m},_{51}$
„ 9. October „ „ 566^{m} „ = $10^{m},_{32}$
„ 15. Novbr. „ „ 634^{m} „ = $9^{m},_{40}$
„ 20. Januar „ „ 697^{m} „ = $6^{m},_{90}$.

2) Bohrung für die Schweizer Steinkohlenbohr-Gesellschaft zu Rheinfelden in der Schweiz.*)

Zweck der Bohrung war das Aufsuchen der productiven Steinkohlenformation, obwol in geologischer Beziehung dieselbe in der Schweiz kaum zu erwarten war und in der That auch nicht nachgewiesen werden konnte. Die eigentliche Inbetriebsetzung der Bohrung währte vier Tage, in denen abgebohrt wurden $30^{m},_{3}$. Sodann wurden in 13½ Tagen oder 22½ zwölfstündigen Schichten abgebohrt $191^{m},_{8}$, woraus sich eine Bruttoleistung von $8^{m},_{5}$ für die zwölfstündige Schicht ergiebt.

Die oberen $86^{m},_{9}$ führten durch Buntsandstein, welcher mit harten quarzigen Bänken und mächtigen Lagern von lose verbundenen, fast breccienartigen Sandsteinen durchsetzt war. Als Folge dieser Bildung zeigte sich bald mächtiger Nachfall, der in den letzten Tagen nach jeder Gestängeziehung das Bohrloch etwa 40^{m} hoch ausfüllte. Unter besonders schwierigen Verhältnissen erfolgte innerhalb der nächsten drei Wochen eine Verrohrung mit Röhren verschiedener Durchmesser, welche unter einander verkuppelt wurden. Die weitere Bohrarbeit ergab in 8½ Tagen oder 17 zwölfstündigen Schichten eine Leistung von $151^{m},_{4}$ oder $8^{m},_{9}$ pro Schicht. Die ganze Bohrlochstiefe betrug nun $373^{m},_{5}$. Da von 366^{m} ab Uebergangsschichten, aus harten Quarzitbänken, groben Conglomeraten und sehr stark nachfallendem, mit Quarz- und Kalkstückchen gespicktem Glimmertbon bestehend, wiederum starken Nachfall herbeiführten, die Röhrentour aber von selbst nachrutschte und durch Ankuppelung neuer Stücke fortwährend verlängert werden musste, so ging nunmehr der Betrieb langsamer vorwärts. Trotzdem erreichte in den nächsten 14 Tagen das Bohrloch eine Tiefe von $433^{m},_{7}$, nachdem man schon von 375^{m} ab im härtesten Diorit gebohrt hatte, der oft in Hornblendeschiefer überging und mit Quarz- und Granitgängen durchsetzt war. Da von etwa 432^{m} ab der rothe Granit durchbohrt worden war, so begnügte man sich mit dem erreichten geologischen Resultat und hörte mit der Bohrung auf.

3) Bohrung nach Steinkohlen in Frankreich (bei Neuville, Dép. Allier).

Das Bohrloch wurde am 28. November 1875 begonnen und am 4. Januar 1877 nach Anbohrung des Urgebirges bei einer Tiefe von $740^{m},_{734}$ eingestellt. Trotzdem diese Bohrung mit unglaublichen Schwierigkeiten zu kämpfen hatte, welche zum Theil durch das sehr stark nachfallende Gebirge (weiche, viel Sand führende Mergel bis zu 118^{m} Tiefe, sodann Conglomerate bis etwa zu 290^{m} Tiefe, Sandstein und Schiefer-

*) Ausführlicher beschrieben in Dingler's „Polytechn. Journ." Bd. 217, S. 93 u. f.

*) Ausführlicher beschrieben in Dingler's „Polytechn. Journ." Bd. 219, S. 173 u. f.

thon in späteren Tiefen) veranlasst wurden, so ist die Durchschnittsleistung doch eine hervorragende, wenn man die bedeutende Tiefe berücksichtigt. Wirklich gebohrt wurde während 175 Tagen, somit pro Tag durchschnittlich abgebohrt = 4m,23. Die gesammte Bohrzeit einschliesslich aller Maschinenreparaturen, Verrohrungen u. s. w. betrug 402 Tage, und die Durchschnittsleistung pro Tag für diese Zeit = 1m,84.

4) Bohrung zu Bethlehem bei Lieban in Schlesien auf Steinkohlen, für Rechnung des Liebauer Kohlenvereins.

Dieses Bohrloch weist ebenfalls eine der bedeutenderen Leistungen, sofern die Schnelligkeit der Ausführung in Betracht kommt, nach. Es sind nämlich in 67 Arbeitstagen 498m,98, mithin pro Tag = 7m,45 abgebohrt worden; unter Berücksichtigung einer Versäumniss von nicht weniger als 70 Tagen, von denen fast die Hälfte durch zeitweilige gänzliche Einstellung der Bohrarbeit in Anspruch genommen wurde, hat die Bohrung überhaupt nur 137 Tage gedauert, wonach sich die tägliche Leistung einschliesslich aller nothwendigen oder zufälligen Versäumnisse auf 3m,64 berechnet. Die Bohrung bewegte sich zunächst im Diluvium, dann in zum Theil recht ungünstigen und schwierigen Conglomeraten, Lettenschiefer, Sandstein (zum Theil mit Kohlenbestegen), Thon, schwarzem Schiefer mit Kohlenspuren, wiederum Sandstein, Thonschiefer u. s. w.; dieselbe wurde bei 498m,98 Tiefe zwar einstweilen eingestellt, das Bohrloch selbst aber zum Zweck einer etwaigen späteren Fortsetzung der Bohrung unversehrt, also mit der vollständigen Verrohrung ausgerüstet, belassen.

5) Bohrungen auf Kalisalze bei Aschersleben.

Hierbei begab sich die Gesellschaft auf ein ganz neues Gebiet, auf welchem ihr bisher unbekannte Schwierigkeiten zu überwinden waren. Zunächst sind in sämmtlichen Bohrlöchern ausser zum Theil mächtigen Kiesschichten sehr mächtige Schichten der Buntsandsteinformation zu durchbohren gewesen, welche aus verschieden gefärbten, theils härteren, theils weicheren Schieferletten bestehend, häufig durch mehr oder weniger mächtige Kalk- (Roggen-)steinbänke und weniger starke Lager von Hornkalk unterbrochen und zu sehr häufigem und massenhaftem Nachfall geneigt waren und somit umfassende Verrohrungen der Bohrlöcher nothwendig machten. Als unvermeidliche Folge dieser wiederholten Verrohrung trat eine derartige Verengung der Bohrlöcher ein, dass bei den bis jetzt vollendeten vier Bohrungen in den Salzen nur mit der 75mm-Krone gebohrt werden konnte. Dieser letztere Umstand erschwerte aber die zweite Schwierigkeit, die in der Gewinnung von Bohrkernen aus den leicht löslichen, an der Luft zum Theil zerfliessenden Salzen lag, nur noch mehr; denn es ist klar, dass ein Bohrkern von so geringem Durchmesser infolge der Rotation des Bohrzeuges leichter zertrümmert und vom Spülwasser leichter aufgelöst wird als ein solcher von etwa doppeltem Durchmesser. Indess haben die Unternehmer auch diese Schwierigkeiten mit ausserordentlichem Erfolge überwunden, indem sie theils durch besondere Vorrichtungen am Kernrohr den Salzkern mehr geschützt, theils die Auflösung desselben gänzlich unmöglich gemacht haben dadurch, dass sie, wie schon erwähnt, eine gesättigte Auflösung von Chlormagnesium anwendeten. Allerdings kostet dies Verfahren Geld, aber die Kosten stehen zu der Sicherheit der erzielten Resultate in keinem Verhältniss. Das Chlormagnesium-Spülwasser tritt zu Tage aus, wird aufgefangen, durch Zusatz von eingedicktem Chlormagnesium, wie es im Handel zu haben ist, wieder auf den erforderlichen Concentrationsgrad gebracht und von Neuem verwendet. Für ein Bohrloch betragen die Kosten dieses Verfahrens (da immerhin etwas Chlormagnesium verloren geht) 1800 bis 2000 ℳ.

Bei Aschersleben sind bis jetzt vier Bohrungen beendigt, eine fünfte im Betriebe und die sechste in Vorbereitung.*) Nach Beendigung der letzteren wird mit dem Abteufen der Schächte und nach deren Vollendung mit dem Bau der chemischen Fabrik begonnen werden. In Bezug auf die einzelnen Bohrlöcher bemerke ich Folgendes:

a) Bohrloch I zu Gross-Schierstedt bei Aschersleben. Durchbohrt wurden:

Dammerde und Kies	etwa	15m
Buntsandstein mit Kalkbänken	„	205m
Gyps und Anhydrit	„	29m
Salzthon	„	7m
Kalisalze	„	21m
Steinsalz mit Anhydritschnüren	„	25m
Gesammte Tiefe		302m.

Die Leistung betrug bis zum Antreffen der Kalisalze pro Tag = 277/31 = 8m,93, wurde aber in den Kalisalzen bedeutend geringer, theils infolge von Gestängebrüchen u. dgl., theils durch Versuche, welche mit verschiedenen neuen Bohrmethoden in diesen bisher mit dem Diamantbohrer noch nicht durchsunkenen Salzen sich nothwendig machten.

b) Bohrloch II bei Aschersleben. Durchbohrt wurden:

Dammerde, Kies u. s. w.	etwa	5m
Buntsandstein mit Kalkbänken . . .	„	155m
Gyps und Anhydrit mit Salzschichten .	„	36m
Anhydrit mit starker Zerklüftung, welche wahrscheinlich durch Auswaschung von Salzen entstanden ist	„	14m
Steinsalz	„	102m
Gesammte Tiefe		312m.

Beim Durchbohren der zerklüfteten Anhydritschicht musste sehr vorsichtig gearbeitet werden; infolge dessen betrug hier die gesammte Betriebszeit einschliesslich der Versäumnisse 76 Tage und die Durchschnittsleistung für den Tag 312/76 = 4m,10 einschliesslich der Versäumnisse. In den oberen Teufen betrug die tägliche Leistung 9 bis 14m für den Tag. — Bohrloch II steht ausser-

*) Diese beiden Bohrungen haben inzwischen das Salzlager ebenfalls erreicht.

halb des Kalilagers an einer Stelle, wo das früher vielleicht vorhanden gewesene äusserste Ausgehende der Kalisalze ausgewaschen worden ist.

c) Bohrloch III bei Aschersleben. Durchbohrt wurden:

Dammerde und Lehm	2ᵐ
Buntsandstein mit Roggenstein- und später Hornkalk-Einlagerungen	264ᵐ
Desgl. mit Einschlüssen von Gyps bis 1ᵐ,5 Mächtigkeit	15ᵐ
Buntfarbige Letten	43ᵐ
Gyps, Anhydrit und Steinsalz verwachsen	2ᵐ
Rothes jüngeres Steinsalz mit Anhydritschnüren	15ᵐ
Gelbes desgl. ohne dieselben	5ᵐ
Farbloses desgl. desgl.	16ᵐ
Gyps und Anhydrit	45ᵐ
Salzthon	4ᵐ
Kalisalze	38ᵐ
Im älteren Steinsalz gebohrt	5ᵐ
Gesammte Tiefe	454ᵐ.

Ueber dies Bohrloch fehlen mir augenblicklich die Angaben über die Bohrzeit und somit über die täglichen Leistungen; im Allgemeinen sind die letzteren aber ganz ähnlich denen bei den anderen Bohrlöchern.

d) Bohrloch IV bei Gross-Schierstedt. Dasselbe liegt nördlich von Bohrloch I und war bestimmt, Aufschluss über die Lagerungs- und Mächtigkeitsverhältnisse in der Richtung auf das Muldentiefste zu verschaffen. Durchbohrt wurden:

Dammerde, Lehm u. dgl.	5ᵐ
Buntsandstein, wie bei III	248ᵐ
Fasergyps, weisser dichter Gyps und wieder Fasergyps	6ᵐ
Buntfarbige Letten	37ᵐ
Jüngeres Steinsalz, röthlich gefärbt und von Anhydritschnüren durchzogen	21ᵐ
Gyps und Anhydrit	69ᵐ
Salzthon	6ᵐ
Kalisalze	37ᵐ
Steinsalz	7ᵐ
Gesammte Tiefe	436ᵐ.

Die Leistungen liegen mir bis zur Tiefe von 308ᵐ vor und haben für den Tag betragen: einschliesslich aller Versäumnisse $^{308}/_{89} = 3^m,_{46}$; ausschliesslich derselben $^{308}/_{51} = 6^m,_{04}$.

Zum Schluss erlaube ich mir noch zu bemerken, dass in den vorstehend mitgetheilten Auszügen aus den Bohrtabellen überall die Decimalstellen fortgelassen und die Mächtigkeiten der einzelnen Gebirgslagen entsprechend abgerundet wurden.

Ueber zwei neue Regulatoren und deren Combinationen mit einem Regulir- und Absperrventil.

Von Dr. **Proell** und **Scharowsky**, Geprüfte Civil-Ingenieure für Maschinenbau und Ingenieurwesen in Dresden.

(Hierzu Tafel VI.)

(Schluss von Seite 129.)

Wir schliessen hiermit den Vergleich zwischen der Güte der beiden Regulatorsysteme und wollen im Anschluss an die vorausgeschickten Theorien noch die Combinationen des Cosinus-Regulators mit einem Regulir- und Absperrventil besprechen und diesen unsere Combinationen gegenüberstellen.

Vergleicht man die in Rede stehenden Combinationen des Cosinus- und unseres Regulators mit einander, so findet man, dass beide, abgesehen von einigen Verschiedenheiten in der constructiven Ausbildung gewisse gemeinsame Eigenschaften haben. Dieselben bestehen darin, dass der Antrieb unmittelbar über dem Ventildeckel mittelst Riemen angeordnet ist. In der hohlen Regulatorspindel ist die Regulirstange gebettet, welche mit dem Regulirventil verbunden, dasselbe je nach der Geschwindigkeitsänderung der Maschine und entsprechendem Ausschlag des Regulators verstellt. Der Regulator nimmt in beiden Fällen die oberste Stelle ein, und seine Spindel ist in einer direct an das Antriebgehäuse gegossenen Säule entsprechend lang geführt.

Wesentliche Verschiedenheiten bei beiden Apparaten lassen sich dagegen, abgesehen von den Regulatoren, am Ventil und an der Regulirstange erkennen. Bei dem Apparat von Gruson ist das Organ, welches während des Betriebes die Menge des zuströmenden Dampfes beherrscht, ein cylindrisches Drosselventil (Drossel-Tellerventil), welches also selbst in der höchsten Lage nicht im Stande ist, den Dampfzutritt vollständig zu verschliessen. Um somit dennoch den Regulirapparat als Absperrapparat benutzen zu können, musste am Ventilrumpf ein besonderes Absperr-(Teller-)Ventil angebracht werden, das von aussen durch ein Handrad verstellbar den Eintrittsstutzen fest verschliessen kann.

Bei unserem Regulir- und Absperrapparat ist dagegen nur ein Organ vorhanden, welches als Doppelsitzventil ausgebildet sowol die Function der Regulirung als Absperrung verrichtet.

Principiell liegt nämlich kein Hinderniss vor, das Regulirventil gleichzeitig als Absperrventil zu benutzen. Es giebt in der Praxis bereits bewährte Constructionen, die diese Eigenschaft zeigen. Beachtet man ferner, dass der Regulator in seiner obersten Lage, also bei vermehrter Geschwindigkeit der Maschine das Bestreben hat, dem Dampf vollständig den Durchgang durch das Ventil zu versperren, so wird es, vorausgesetzt, dass das Regulirventil dampfdicht abschliesst, vollständig ge-

nügen, wenn man den Regulator durch geeignete Mittel (etwa durch ein Handrad oder einen Hebel) künstlich anhebt und in seiner obersten Lage fixirt.

Diese Einrichtung ist für die Apparate charakteristisch. Sie ist aus den Figuren 8 bis 11 ersichtlich. Ausser dieser zeigen aber unsere Regulir- und Absperrapparate noch eine zweite ebenso charakteristische Eigenschaft, dass die in der hohlen Regulatorspindel befindliche Regulirstange mit der Ventilstange nicht fest, sondern durch eine lösbare Frictionskuppelung M verbunden ist. Während des Betriebes überträgt sich die Rotation der Regulirstange unverändert auf die Ventilstange v, indem die durch eine eingelegte Spiralfeder in der Kuppelung erzeugte Friction genügend stark ist, um die Stopfbuchsenreibung zu überwinden. Dadurch wird dem Regulator das Verstellen des Ventils ungemein erleichtert, da sich bekanntlich eine in fortwährender Rotation befindliche cylindrische Stopfbuchsen-Stange viel leichter in ihrer Richtung verstellen lässt, als wenn die Rotation nicht vorhanden wäre.*) Demzufolge ist auch das Spiel des Regulators ausserordentlich empfindlich, wozu noch der sehr kleine Hub des Ventils beiträgt, der bei dem Apparat mittlerer Grösse (50^{mm} lichtem Ventildurchm.) nur 10^{mm} beträgt.

Die für die schnelle Verstellung des Ventils so wichtige Rotation der Ventilstange besitzt der Gruson'sche Apparat nicht.

Die in Fig. 8 und 9 dargestellten Apparate sind mit der vorhin beschriebenen Kuppelung versehen. Die Absperrung erfolgt durch ein unter dem Regulator angebrachtes Handrad H.

Soll die Maschine abgestellt werden, so wird das Handrad aufwärts gedreht. Dasselbe verkürzt in zunehmendem Grade den Hub des Regulators nach unten, bis derselbe in seine oberste Lage ankommt und das Ventil in seine Sitzflächen presst. Damit nun aber auch im Momente der Abstellung die Rotation der Ventilstange aufhört (andernfalls würde ein starkes Schleifen in den Sitzflächen des Ventils entstehen, welches dieselben abnutzen und undicht machen würde), hebt sich die Kuppelung infolge des Zuges in der Regulirstange aus, und die Rotation der Ventilstange hört auf. Während des weiteren Festdrehens am Handrad gelangen zwei Kranzflächen in der Kuppelung zur Berührung, welche nunmehr den vom Handrade ausgeübten Zug in ganzer Stärke auf das Ventil gelangen lassen. Das Ventil ist fest in seinem Sitz gepresst und die Absperrung eine vollkommene. Die in Fig. 8 und 9 dargestellten Apparate eignen sich besonders für stationäre Dampfmaschinen. Sie unterscheiden sich von einander nur durch die Belastung des Regulators. Dieselbe besteht nach Fig. 8 in einer unmittelbar auf die Regulirspindel gesetzten und von dieser centrisch geführten Kugel K, nach Fig. 9 in einer gewundenen Spiralfeder Q. Die Dimensionen in der Gelenkverbindung und den Kugelträgern sind von einander verschieden mit Rücksicht auf die constante Belastung durch die Kugel und die variable Belastung durch die Feder.

Während die Anordnung mit der Belastungskugel hauptsächlich dem Umstande Rechnung trug, einen Apparat zu schaffen, an welchem ungeschickte Heizer und Maschinisten so wenig wie möglich verderben können (daher die constante unveränderliche Belastung), erfordert der Apparat in Fig. 9 eine etwas zuverlässigere Wartung. Die Spiralfeder kann nämlich durch zwei am Kopf des Regulators befindliche Stellschrauben t eine verschiedene Spannung erhalten, je nachdem man die Maschine auf eine etwas andere Umdrehungszahl einstellen will. Es erscheint dies zuweilen in der Praxis sehr wünschenswerth, wenn z. B. die Betriebsmaschine in einer Spinnerei oder Papierfabrik eine für die Güte des Fabrikates geeignetere Zahl Umgänge erhalten soll. Gleichzeitig ist auch durch Wegfall der Belastungskugel die totale Höhe des Apparates verkürzt, was unter Umständen auch von Vortheil sein kann.

Zur Anwendung auf Locomobilen mussten die Apparate eine gedrungenere Gestalt erhalten. Dazu wurde bei der Construction derselben nach Fig. 10 und 11 das horizontale Handrad H unter dem Regulator weggelassen und dasselbe oder allgemein die Absperrungsvorrichtung an das Antriebgehäuse verlegt. Dadurch wurde es möglich, zunächst die Führungssäule der Regulirspindel bis zu einer gewissen Strecke in die Gelenkverbindung des Regulators hineinzuführen. Diese Anordnung gestattete aber nicht mehr eine Verbindung des unteren Zapfenstückes Z des Regulators mit der Regulirstange durch einen Keil K (Fig. 8 und 9). Daher musste

*) Die bemerkenswerthe Thatsache, dass der in der Richtung der Spindelaxe gemessene Reibungswiderstand infolge der gleichzeitigen Drehung der Spindel geringer ist, als derselbe bei nur axialer Verschiebung sein würde, beruht auf einem Princip, welches wir das des indirecten Reibungswiderstandes nennen wollen. Um zu dessen Erklärung zu gelangen, denke man sich auf einer ebenen Unterlage einen Körper durch die mit der Gleitfläche parallele Kraft $P = \mu Q$ zum Gleiten gebracht, unter μ den Coefficienten der gleitenden Reibung und unter Q die normale Belastung des Körpers verstanden. Nimmt man nun als nächsten Zweck der fortschreitenden Bewegung dessen Annäherung an eine in der Ebene liegende gerade Linie AB an, so kann diese Annäherung nicht nur in normaler, sondern auch in schräger Richtung zu der Geraden AB erfolgen. In letzterem Falle, in welchem der Neigungswinkel $= \alpha$ sein möge, denke man sich die Kraft P durch zwei Componenten ersetzt, die eine normal zur Geraden $= P \sin \alpha$, die andere parallel zu derselben $= P \cos \alpha$, um sofort ersehen zu können, dass zu der bezweckten Annäherung eine geringere Normalkraft $P \sin \alpha = \mu Q \sin \alpha$ ausreichend ist als die dem ganzen Reibungswiderstand gleichkommende Kraft P, falls nur eine seitlich wirkende Kraft zu Gebote steht, welche gleichzeitig eine seitliche Bewegung bewirkt.

Indem die Gleitebene durch eine Cylinderfläche ersetzt werden kann, gilt das Gesagte auch für die obige Ventilstange.

Beispielsweise erleichtert in derselben Weise das Eindrehen eines Pfropfens das Verkorken einer Flasche. — Ein anderes Beispiel des indirecten Reibungswiderstandes bietet ein Keil, welcher während seiner Belastung durch eine mit der Schneide parallel wirkende Kraft verschoben wird. Die Keilwirkung ist alsdann in soweit als vollständig zu betrachten, als der Neigungswinkel $\alpha = 0$, mithin $P \sin \alpha = 0$ gesetzt werden kann, und ein entgegengesetzt wirkender Reibungswiderstand sich nicht mehr geltend macht. Diese Keilwirkung tritt auf bei Prismaführungen, bei dem Einschmirgeln conischer Dorne u. s. w. D. Red. (R. W.)

diese Verbindung nach dem Kopf des Regulators gelegt und die Energie nicht wie in Fig. 8 und 9 von den unteren Zapfen Z, sondern von den gekrümmten Hängeschienen l abgenommen werden. Die Hängeschienen l erhielten Knaggen e, welche in einen Kopf der Regulirstange greifend dieser den Ausschlag des Regulators mittheilen. Die Knaggen e wirken wie Hebel; wenn die Enden derselben, also auch die Regulirstange und das von derselben geführte Ventil den Weg a zurücklegen, so haben sich die unteren an die Urne angeschlossenen Zapfen Z_1 der Kugelträger um die Strecke na bewegt. Die Zahl n ist > 1 und für die Apparate ungefähr $= 3$ gewählt. Im Verhältniss der Hubübersetzung wird also auch die Energie verändert. Es erscheint also im vorliegenden Falle eine ungefähr dreimal grössere Energie in der Regulirstange als in der Urne, bezw. den Zapfen Z_1. In dem Masse der Vervielfachung der Energie kann somit der Regulator eine geringere Belastung, der ganze Apparat also auch ein geringeres Gewicht erhalten.

Die Absperrung erfolgt von der Seite aus am Antriebgehäuse mittelst eines Hebels oder Handrades. Das Handrad bezw. der Hebel dreht eine Welle W, auf welcher ein zweifingriger Daumen d befestigt ist. Dieser drückt auf eine an der Regulirstange befestigte Scheibe O und presst dadurch das doppelsitzige Rohrventil in seinen Sitz.

Auch bei diesen Apparaten rotirt die Ventilstange permanent und bringt dadurch die Verstellungsarbeit des Regulators auf ein Minimum. Das Ventil sitzt lose auf der Ventilstange und wird durch zwei angegossene Lappen, welche in entsprechende Schlitze im Deckel greifen, vertical geführt. Dieselben verhindern, dass das Ventil an der Rotation theilnimmt. Aus diesem Grunde konnte auch von der Anordnung einer Kuppelung für diese Apparate Abstand genommen werden.

Bei den Locomobil-Apparaten ist ferner einer Forderung Rechnung getragen, welche die Vereinigung der Regulirung und Absperrung mit sich brachte.

Auf manchen Locomobilen ist der Regulator schwer zugänglich. Dann empfiehlt es sich, die Absperrung aus der Entfernung vorzunehmen. Zu dem Ende ist nur nöthig, den in Fig. 10 und 11 punktirten Hebel mit einer Zugstange in Verbindung zu bringen oder die Spindel des Handrades mit Weglassung desselben entsprechend zu verlängern, am Kopf des Kessels noch einmal zu lagern und dort mit Hebel oder Handrad zu versehen. Das Anlassen oder Absperren erfolgt dann ähnlich wie bei der Locomotive.*)

Die anderweitigen constructiven Details der Apparate dürften ohne Weiteres aus den Figuren verständlich sein.

Schliesslich dürfen wir nicht unerwähnt lassen, dass die Vereinigung der gesammten Regulir- und Absperrvorrichtung einer Dampfmaschine in einen einzigen in sich fest und sauber montirten Apparat, der im Voraus auf seine Brauchbarkeit eingehend geprüft werden kann, einen grossen Vortheil für den Fabrikanten mit sich bringt. Derselbe wird der Mühe überhoben, die difficilen Fragen, welche bei einer guten Regulirvorrichtung in Betracht kommen, selbst zu beantworten, er hat nur sein Augenmerk auf den richtigen Einbau des Apparates in seine Maschine zu lenken.

Dresden, November 1877.

*) Die Fabrikation der hier beschriebenen Proell'schen Patentapparate hat für ganz Deutschland das Eisenwerk „Lauchhammer" in Lauchhammer übernommen.

Vermischtes.

Der Puddelofen von Howson und Godfrey.

(Hierzu Fig. 1 bis 7, Taf. VII.)

Der schon im vorigen Jahre in seiner ersten Versuchsgestalt bekannt gewordene, im vergangenen Herbst auf dem Newcastle-Meeting des Iron and Steel Institute besprochene eigenthümliche Drehofen bietet einiges Charakteristische in Anlage und Betrieb, das hier kurz erwähnt werden soll. Dass dies nicht eher geschah, liegt an dem Mangel anderweitiger Nachrichten über den neuen Apparat; erst im Anfang d. J. kamen aus Frankreich Andeutungen über eine Verbreitung desselben und über Verhandlungen französischer Eisenhüttenwerke mit den Erfindern des neuen Ofens behufs Einführung in Frankreich.

Der Ofen ist ein mehr tiefer als breiter Trog auf verstellbarer, meist schräg gestellter Achse, der mit einer Mischung von Walzsinter und Cement ausgekleidet ist und durch einen eigenthümlichen löthrohrartigen Gasbrenner geheizt wird; der letztere ist nicht concentrisch, sondern mit einem gewissen Stechen zur gewöhnlichen Lage der Axe des Drehtopfes angebracht und gestattet den entweichenden Gasen einen bequemen Ausweg.

Das Gas wird in eigenthümlichen mit Körting'schen Bläsern versehenen Generatoren hergestellt, nachdem man anfänglich Retortengas genommen, bei einer Versuchseinrichtung in grösserem Massstabe aber für gut fand, den in Fig. 3 bis 7 dargestellten Destillationsgenerator von Brook und Wilson zu verwenden, dessen Bauart ohne Weiteres aus den Abbildungen verständlich ist. Die Luft, welche durch Ventilator- oder Kapselradbetrieb beschafft wird, lässt man durch einen Warmwindapparat der gewöhnlichen westfälischen Construction streichen, den die Abhitze des Puddelofens erwärmt. Howson hat aber auch mit nicht erhitzter Verbrennungsluft schon sehr gute Heizeffecte gehabt.

Der Betrieb wird so geführt, dass die Charge aus dem Hohofen oder einem Schmelzofen in den heissen Rotator eingelassen und derselbe in langsame Drehung versetzt wird, während feingepulverte Eisenoxyde aufgestreut werden. Dieselben veranlassen, unter das Eisen sinkend, ein nach und nach heftiger werdendes Aufkochen, bei dem aber das Metall mehr krümlig-teigig bleibt als im gewöhnlichen Process. Da Howson die Erfahrung gemacht haben will, dass eine niedrigere Temperatur hierbei die Entfernung des Phosphors begünstigt, so vermeidet er, besonders gegen das Ende, jede leicht eintretende Ueberhitzung und arbeitet oft ohne Gas.

Das Ballen der etwa 150^k haltenden Charge geschieht durch rascheres Rotiren, nachdem mittelst der Brechstange, die man zwischen Düse und Converterrand bequem einführen kann, aus dem vorhandenen Eisen eine zusammenhängende Masse von etlichen Cubikdecimetern gebildet worden war. An diesem ersten Kern haftet nach und nach die ganze Charge wie bei einem Schneeball an, und es bleibt bei einiger Vorsicht nichts an den Converterrändern sitzen. Die Luppe wird durch Umschwenken des Converters auf den Boden oder den Luppenwagen ausgestürzt und zum Zängen gebracht.

Uebereinstimmend berichten die Augenzeugen von dem günstigen Eindruck, welchen das neue Verfahren auf sie gemacht, und auch Escalle, ein französischer Ingenieur, der alle neueren maschinellen Puddelöfen studirt hat, rühmt dem Howson'schen Ofen nach, dass er alle Fehler jener Methoden vermeidet. Der rohe Kern, der in der Mitte des Pernot-schen Ofens stehen blieb und durch anstrengende Arbeit beseitigt werden musste, weshalb schliesslich die Löhne ebenso bedeutend anwuchsen wie bei den gewöhnlichen Oefen, und sogar die Arbeiter noch schwerer zu beschaffen waren, kommt im Howson'schen Ofen nicht vor. Ref. hat übrigens bei seiner öffentlichen Besprechung des Pernot-Ofens schon auf den Nutzen einer Durchmesserverminderung bezw. Erhöhung des Randes hingewiesen (Bd. XIX, S. 116 d. Z.). Ein anderer Vorzug ist die Brennerconstruction, welche in ihren Folgen dem Maximum des Nutzeffectes der Brennstoffe so nahe kommt wie keine andere Gasfeuerung, allerdings mit möglichster localer Concentration der entwickelten Wärme, wie sie der Howson'sche Apparat gebraucht. Die gedrungene Bauart des letzteren gestattet auch eine analoge Benutzung der durch die Oxydationsprocesse selbst entwickelten Wärmequantitäten wie bei dem Bessemerprocess. Infolge dessen wird, nachdem der Converter unter 10 bis 12 Umdrehungen pro Minute angewärmt worden und hellroth ist, das Eisen eingeschöpft und 5 bis 7 Minuten unter Rotiren weiter erhitzt; sobald der pulverige Fettling eingeworfen ist und die Masse unter Kohlenoxydgasentwickelung sich verdickt, schränkt Howson die Flamme des Brenners immer mehr ein und giebt erst 5 bis 7 weitere Minuten später wieder stärkeres Feuer, wenn das Luppenmachen begonnen hat. Mit dieser stärkeren Erhitzung wird bis zur Weissgluht vorgeschritten, um die in der Luppe vertheilte Schlacke auspressen zu können.

Die ganze Dauer der Operation beträgt bei möglichster Temperaturermässigung 17 Minuten; wenn man dagegen heisser arbeitet, braucht man mehr Zeit (nach dem Bericht von Escalle 23 Minuten). Die Entphosphorung ist von 1,2 pCt. im Roheisen bis auf 0,15 geschehen, und glaubt Howson, dass durch Anwendung einer grösseren Portion Fettling noch mehr Phosphor in die Schlacke gezogen werden könne.

Dürre.

Vorschlag zu einem Differential-Regulator.

Von Wilhelm Meyer, Director der Maschinenfabrik in Villach.

(Hierzu Fig. 1 bis 6, Tafel V.)

(Schluss von Seite 139.)

Hier mögen einige Berechnungen folgen. Es bezeichne:

m die Masse des beweglichen Theiles $k\ i\ k$,
r den Abstand derselben von der Hauptaxe für die normale Stellung,
o die Winkelgeschwindigkeit für den normalen Gang,
ϱ den Abstand von der Hauptaxe bei
ω einer anderen Winkelgeschwindigkeit,
s die Durchbiegung der Feder (oder des Federsystems für den Abstand) r,
σ diese Durchbiegung für den Abstand ϱ.

Dann ist für die Annahme, dass die Durchbiegung der Feder proportional der auf sie wirkenden Kraft, also in diesem Falle proportional die Centrifugalkraft der Masse m sei

$$\frac{m\,r\,o^2}{m\,\varrho\,\omega^2} = \frac{s}{\sigma} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1).$$

Aus der Natur der Sache ergiebt sich:

$$\varrho - r = \sigma - s \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2).$$

Setze ich nun noch $\omega = zo$, so ist aus Gleichung (1):

$$\sigma = \frac{s\,\varrho\,z^2}{r} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3).$$

Und aus Gleichung (2):

$$\varrho - r = \frac{s\,\varrho\,z^2}{r} - s$$

$$r\varrho - r^2 = s\,\varrho\,z^2 - rs$$

$$\varrho = \frac{r^2 - rs}{r - sz^2}$$

$$\varrho - r = rs\,\frac{z^2 - 1}{r - sz^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4).$$

Es zeigt sich, dass $\varrho - r = \infty$ werden kann, wenn $r - sz^2 = o$ oder $r = sz^2$ wird.

Es ist natürlich, dass kein Gleichgewichtszustand mehr stattfinden kann, wenn die Centrifugalkraft in stärkerem Masse wächst als die Federkraft. Für ein gegebenes r und z ist die Grenze von s und für ein gegebenes r und s die Grenze von z leicht zu finden. Für $z = 1$ (normaler Gang) ist $s = r$ diese Grenze, woraus hervorgeht, dass s allemal kleiner als r zu wählen ist.

Die folgende Tabelle giebt einige Resultate der Gleichung (4) und zwar den Werth $\varrho - r$ für $r = 140^{mm}$, und verschiedene Werthe von s und z.

Werthe von $\varrho - r$ in Millimetern:

	z=0,90	0,94	0,97	0,99	1,01	1,03	1,06	1,10
s=10	−2,02	−1,24	−0,63	−0,21	+0,22	+0,66	+1,34	+ 2,30
s=20	−4,30	−2,66	−1,36	−0,46	+0,47	+1,44	+2,94	+ 5,08
s=30	−6,90	−4,31	−2,22	−0,75	+0,77	+2,37	+4,89	+ 8,50
s=40	−9,89	−6,22	−3,23	−1,11	+1,14	+3,49	+7,28	+12,84

Man sieht, wie man durch Annahme von s, d. h. durch die Wahl der Federn oder der Federnsysteme die Empfindlichkeit des Regulators beliebig steigern oder verringern kann.

Für eine Anordnung nach Art des gezeichneten Modelles würde man um s klein zu erhalten auf jeder der vier Seiten eine einzige starke Blattfeder verwenden; um s gross zu bekommen, eine Lage auf einander liegender dünner Blattfedern. Im Modell besteht jede Feder aus zwei Blättern.

Wie viel Umdrehungen macht die Zeigerwelle (Regulirungswelle) e bei einer Umdrehung der Hauptwelle a und bei einer von der normalen abweichenden Geschwindigkeit derselben?

Bezeichnet p den Halbmesser von i, r wie oben den Abstand von i von der geometrischen Hauptachse a für die normale Geschwindigkeit, so ist gleichfalls nach dem früher Gesagten $\frac{p}{r}$ das Uebersetzungsverhältniss der Räder B und A.

Läuft nun der Ring i auf einem Kreise vom Halbmesser r, so ist die Anzahl seiner Umdrehungen bei einer Umdrehung von a gleich $\frac{r}{p}$, hingegen $\frac{\varrho}{p}$ wenn er auf einem Kreise vom Halbmesser ϱ sich bewegt.

Das Rad A bleibt vollkommen in Ruhe, wenn i im normalen Abstande r steht, d. h. wenn i bei einer Umdrehung der Hauptachse $\frac{r}{p}$ Umdrehungen macht. Macht nun ein andermal i und mit ihm die horizontale Welle $\frac{\varrho}{p}$ Umdrehungen, so ist die Einwirkung auf das Rad A dieselbe, als ob der Lagerträger b festgehalten würde, und die Welle c die Differenz der Umdrehungen, d. i. $\frac{\varrho}{p} - \frac{r}{p} = \frac{\varrho - r}{p}$ machen würde.

Diese Anzahl Umdrehungen mit dem Uebersetzungsverhältnisse des Rades B zu A, d. i. $\frac{p}{r}$ multiplicirt, giebt die Anzahl Umdrehungen des Rades A und wegen der Uebersetzung von gleich auf gleich mittelst C und D auch die Umdrehungen der Welle e bei einer Umdrehung der Welle a mit $\frac{\varrho - r}{p} \cdot \frac{p}{r} = \frac{\varrho - r}{r}$ Umdrehungen.

Macht beispielsweise die Hauptachse a normal 100 Umdrehungen in der Minute, bei veränderter Geschwindigkeit 101 Umdrehungen, also $z = 1{,}01$, und nehme ich $s = 40^{mm}$, so macht bei einer Umdrehung der Hauptachse a die Zeigerwelle $\frac{\varrho - r}{r} = \frac{1{,}14}{140} = 0{,}008$ Umdrehungen oder eine ganze Umdrehung bei 125 Umdrehungen von a. Wäre ein andermal die Umdrehungszahl auf 90 gesunken, so machte jetzt die

Welle *e* in der entgegengesetzten Richtung bei einer Umdrehung der Hauptachse $\frac{9,89}{140} = 0,0707$ Umdrehungen oder eine ganze Umdrehung bei 14,1 Umdrehungen der Hauptachse.

Es ist klar, dass, wenn man die oscillirende Bewegung der Welle *e* zur Verrichtung einer Regulirungsarbeit benutzen will, die Reibung zwischen *i* und der Grundplatte gross genug sein muss, um ein Gleiten von *i* zu verhindern.

Ich bin mir sehr wohl bewusst, dass der gezeichnete Regulator, wenn er wirklich allen theoretischen Bedingungen genügen sollte, seine grossen praktischen Nachtheile hat. Hierher gehört vor allem, dass, da das Laufrad bei normaler Geschwindigkeit stets auf demselben Kreise der Lauffläche rollt, sich hier unfehlbar bald eine Rinne ausschleift, die die Wirksamkeit des Regulators beeinträchtigt. Ich betrachte daher selbst den gezeichneten Regulator nicht als einen bestimmten Vorschlag, direct anwendbar zur Regulirung von Kraftmotoren, sondern mehr als einen interessanten Bewegungsmechanismus, die Ausführung der oben entwickelten Idee repräsentirend, die meines Wissens noch nirgends zur Anwendung gebracht ist.

Mit dem Gegebenen sei nur eine Anregung geboten. Ich werde Jedem dankbar sein, der bei Beibehaltung der Grundidee einen Mechanismus ersinnt, welcher für die praktische Anwendung geeigneter ist, sowie weiter dankbar Jedem, der es unternimmt, die Wirkung des Differentialregulators auf eine Betriebsmaschine genau theoretisch zu verfolgen. Mittheilungen über diesen Gegenstand an mich persönlich gerichtet, werde ich mit ganz besonderem Interesse entgegennehmen. Im Folgenden will ich nur den Gang der Untersuchung entwickeln, den auszuführen in Verbindung mit praktischen Versuchen an dem leider noch nicht fertigen Modell ich mir vorbehalten habe.

Die Art der Einwirkung des Regulators auf eine beliebige Betriebsmaschine ist abhängig von den folgenden Momenten:

1) Art und Construction der Maschine;

2) Grösse der in sämmtlichen bewegten Theilen (sowol der Betriebsmaschine selbst wie aller von ihr angetriebenen Mechanismen) für beliebige Geschwindigkeiten angesammelten lebendigen Kraft;

3) Grösse für beliebige Geschwindigkeiten sämmtlicher Widerstände;

4) Art und Schnelligkeit der Einwirkung des Regulators auf die zu regulirenden Theile bei Abweichungen der Geschwindigkeit der Maschine von der normalen;

5) Art und Grösse der Störungen, denen der Regulator entgegen wirken soll.

Zu 1) Eine Maschine mit in jedem Momente gleicher Kraftabgabe (Turbine) ist leichter zu reguliren als eine Maschine mit periodischer Kraftabgabe (Kolbenmaschine).

Zu 4) Es ist schon oben, S. 184, gezeigt worden, dass man speciell bei dem gezeichneten Regulator die Schnelligkeit der regulirenden Bewegungen durch Annahme einzelner Theile des Regulators in der Hand hat. Die Wahl der Zwischenmechanismen zwischen Regulator und den zu regulirenden Maschinentheilen gewährt weiter die Annahme weitester Grenzen.

Zu 5) Es giebt störende Einflüsse an Maschinen, denen kein Regulator der Welt zu begegnen im Stande ist. Wenn in dem einen Cylinder einer zweicylindrigen Schraubenschiffsmaschine die Expansion gerade in dem Momente beginnt, wo bei starkem Stampfen des Schiffes ein grosser Theil der Schraube aus dem Wasser in die Luft tritt, so wird bei den im Verhältniss zur Maschine geringen bewegten Massen und geringen Geschwindigkeiten derselben die Schraubenwelle mit Heftigkeit herumgeschleudert. Reguliren kann in diesem Falle nur der das Kommende vorraussehende Mann am Zulassventil, der dasselbe schliesst, ehe jener Zustand eintritt.

Von diesem extremen Fall an aber kommen in der Praxis alle Arten von Störungen vor, bis herab zu den allergeringsten, die beispielsweise entstehen können, wenn ein Arbeiter an einer einzigen Maschine sein Werkzeug etwas mehr angreifen lässt, oder die auch in allmälig wechselnder Dampfspannung u. s. w. ihren Grund haben können.

Es ist leicht einzusehen, dass einem Regulator keine leichte Aufgabe gestellt ist, wenn er die Einflüsse aller solcher Störungen vernichten soll, ohne dass auch nur einen Moment die Geschwindigkeit der Maschine merklich oder wesentlich von der normalen abweicht.

Die Abscissen eines rechtwinkligen Coordinatensystems bezeichnen die Zeiten, die Ordinaten die Geschwindigkeiten einer Maschine, so ist eine gerade der X-Axe parallele Linie das Bild einer stets gleich bleibenden Geschwindigkeit.

Der Regulator muss Einwirkung äussern, sobald die Geschwindigkeit der Maschine im geringsten von der normalen abweicht.

Die punktirte Linie in Fig. 6 bezeichne die normale Geschwindigkeit, die bis *a* möge beibehalten sein. Die Maschine werde jetzt plötzlich eines grossen Theiles ihrer zu leistenden Arbeit entlastet, so tritt die Tendenz zum Schnellerlaufen ein. Trotz des sogleich, z. B. die Dampfadmission verringernden Regulators kann eine Zunahme der Geschwindigkeit erfolgen. Da nun bei dieser, um das Beispiel weiter zu führen, das Admissionsventil weiter geschlossen wird, so mus ein Punkt *b* eintreten, in welchem die Geschwindigkeit der Maschine sich zu verlangsamen beginnt. Das Admissionsventil wird fortwährend weiter geschlossen bis zum Punkt *c*. Hätte es jetzt die Lage, die genau der neuen Belastung der Maschine entspricht, so würde die Maschine von diesem Augenblick an normal weiterlaufen. Da aber voraussichtlich das Ventil für diese während der vorigen Periode zu weit geschlossen wurde, so tritt jetzt eine Verlangsamung der Bewegung ein. Dasselbe Spiel wiederholt sich auf der entgegengesetzten Seite und die Bewegung der Maschine wird charakterisirt durch die fortgesetzte Linie *c*, *d*, *e* u. s. w.

Die Bedingungsgleichung für den Bewegungszustand der Maschine $y = f(x)$ wird die einer Wellenlinie ergeben. Verbinden wir nun die Scheitelpunkte aller Wellen durch eine neue Linie, so giebt uns diese „Scheitellinie" ein klares Bild der Einwirkung des Regulators auf die Maschine.

Nähern sich diese Scheitellinien *b*, *f* und *d*, *h* z. B. asymptotisch der Normallinie, so wirkt der Regulator gut, um so besser, je schneller diese Annäherung stattfindet und je geringer die vorkommende grösste Abweichung der Scheitellinie von der Normallinie ist. Nähern sich die Scheitellinien asymptotisch zweien Linien, die der Normallinie parallel sind, so zeigt dieses ein stetes periodisches Schwanken der Maschine um den Gleichgewichtszustand an. Nehmen aber die Scheitellinien eine von der normalen divergirende Richtung, so ist der Regulator absolut verwerflich; er wird das Resultat haben, die Maschine ganz zum Stillstand zu bringen.

Es ist nun ganz wohl denkbar, dass bei gewissen Störungen der Maschine Scheitellinien entstehen, die sich der Normallinie nähern, dass bei anderen Störungen aber solche der letztbeschriebenen Art sich bilden, oder aber, dass es für gewisse extreme Verhältnisse bestimmter, nicht zu überschreitender Regulirungsgeschwindigkeiten bedarf, um allemal Scheitellinien zu erhalten, die sich der Normallinie nähern.

Die Abhängigkeitsbedingungen zu suchen, ist eben Sache der anzustellenden Rechnungen.

Hahnsteuerung für Dampfmaschinen.

Deutsches Patent (No. 437) der Emmericher Maschinenfabrik und Eisengiesserei.

(Hierzu Fig. 8 bis 11, Taf. VII.)

Die Fig. 9 bis 11, Taf. VII, zeigen einen Längenschnitt und einen Querschnitt des Steuerhahnes, ferner eine Abwickelung der runden Fläche des Hahngehäuses und des Hahnkörpers, Fig. 8 die Anordnung der Steuerung an einer liegenden Dampfmaschine.

Das Hahngehäuse hat auf seiner inneren Fläche zwei rechtwinklige Oeffnungen *a* und *b* und zwei trapezförmige *c* und *d*. Die Oeffnung *a* dient dem eintretenden, die Oeffnung *b* dem austretenden Dampfe. Von den beiden Oeffnungen *c* und *d* steht je eine mit einem Cylinderende in Verbindung.

Der Hahnkörper hat gleichmässig am Umfange vertheilt acht rechteckige Oeffnungen, von denen vier mit *e*, *e* und

vier mit f, f bezeichnet sind. Zu beiden Seiten dieser Oeffnungen liegen je vier trapezförmige Oeffnungen, die mit g, g und h, h bezeichnet sind. Je eine der Oeffnungen e steht mit der nächstliegenden Oeffnung g, ebenso je eine Oeffnung f mit der nächstliegenden h in Verbindung.

Die Drehung des Hahnkörpers erfolgt durch eine am Umfange der Kurbelscheibe eingedrehte mehrgängige Schnecke und ein auf der verlängerten Körperachse sitzendes kleines Zahnrad.

Entsprechend den vier Oeffnungen g und h im Hahnkörper muss letzterer $1/4$ Umdrehung machen, wenn die Maschinenachse eine Umdrehung macht. Der Hahnkörper kann in seiner Längenrichtung im Gehäuse während der Drehung verschoben werden, ohne dass dadurch der Beginn der Dampfeinströmung noch die Dampfausströmung beeinflusst wird, weil die Canalränder, die diese Ein- und Ausströmung reguliren, parallel der Hahnachse liegen. Der Zeitpunkt des Dampfabschlusses dagegen, also der Anfang der Expansion, wird durch Verschiebung des Hahnkörpers verändert, da der Dampfabschluss von den schrägliegenden Rändern der Canäle c, d, g und h regulirt wird.

Der Regulator der Dampfmaschine bewirkt die Verschiebung des Hahnkörpers und regulirt also den Gang der Maschine durch Aenderung des Füllungsgrades.

Technische Literatur.

Mechanik.

Wahl der zulässigen Inanspruchnahme der Eisenconstructionen mit Rücksicht auf die Wochler'schen Festigkeitsversuche bei wiederholter Inanspruchnahme. Im Auszuge vorgetragen im Oesterr. Architekten- und Ingenieur-Vereine von Dr. E. Winkler, Prof. an der k. k. technischen Hochschule in Wien. Mit 4 Holzschnitten. 63 S. Wien, 1877. R. v. Waldheim. —

Die vorliegende Schrift behandelt einen Gegenstand, welcher zur Zeit alle Fachkreise lebhaft interessirt. Sie bespricht nämlich zunächst die bisherigen Werthe der zulässigen Inanspruchnahme der Eisenconstructionen und die Umstände, welche hierbei noch nicht die gehörige Würdigung gefunden haben, sodann die neueren auf Grund der Woehler'schen Versuche von Gerber, Launhardt und Anderen gemachten Annahmen. Sie giebt hierzu eine neue, einfachere Annahme, bei welcher an Stelle der von den genannten Autoren gewählten parabolischen Curven gerade Linien treten, und erörtert schliesslich die Querschnittsbestimmung sehr eingehend.

Sie empfiehlt sich jedenfalls durch ihre Gründlichkeit und Klarheit, jedoch wird der neue und, wie selbst zugestanden wird, weniger wahrscheinliche Ausdruck des Woehler-schen Gesetzes durch eine Gerade wol kaum die Zustimmung jener Ingenieure finden, welchen die praktische Verwendung der übrigen (namentlich auch der von Gerber) aufgestellten Regeln keineswegs zu umständlich erscheint. —k.

Mathematik.

Traité élémentaire de Topographie et de Reconnaissances militaires avec 16 Planches contenant 500 figures et croquis par A. Langlois und C. Termonia, Lieutenants d'infanterie. 373 S. Brüssel, 1876. C. Muquardt. Berlin. E. S. Mittler & Sohn. —

Unsere heimische Literatur über „Topographie" im Speciellen ist ziemlich unbedeutend, zumal unser militärisches Vermessungswesen noch in gar keine Berührung zum bürgerlichen gebracht worden ist. Um so mehr fühlen wir uns daher verpflichtet, die vorliegende Abhandlung nicht unbemerkt vorübergehen zu lassen. Die Art und Weise, in welcher die Verfasser den Gegenstand behandeln, lässt in didaktischer Beziehung Nichts zu wünschen übrig, ebenso wie das Verständniss der präcisen Ausdrucksweise durch die vielen figürlichen Darstellungen auf das Vollkommenste erreicht worden ist. Im ersten Theile wird ausführlich die Feldmesskunst (Planimétrie) durch Beschreibung der Instrumente, der besonderen Mittel und Methoden zur Messung der Winkel und Entfernungen dargestellt, wobei wir manches Instrument und manche Methode antreffen, die wir in deutschen Werken bisher noch nicht gefunden haben. Das Nivellement ist ebenfalls ausführlich dargestellt. Ueberrascht hat es uns, dass der Winkelspiegel (équerre à miroir) und das Nivellir-Instrument (le niveau à bulle d'air) französische Erfindungen seien, während die Erfindung des Messtisches (planiette) Prätorius, einem Nürnberger, im 16. Jahrh. zugeschrieben wird. Es würde uns zu einer Ueberschreitung des uns zugewiesenen Raumes führen, wenn wir die auch in diesem Abschnitt gefundenen uns bisher unbekannten Nivellirapparate genauer beschreiben wollten.

Im zweiten Theile geben die Verfasser die „Topographie de Reconnaissances", bestehend in einem abgekürzten, beschleunigten Verfahren in Feldmesskunst und Nivellement, sowie Beschreibung der militärisch wichtigen Terrainzustände. Auch hierin finden wir manches Wissenswerthe, so dass wir das Buch nicht unbefriedigt kennen gelernt haben und es namentlich denen gern empfehlen, welche sich mit tachymetrischen Arbeiten beschäftigen und nebenbei noch den Vortheil der Ergänzung ihrer französischen Sprachkenntnisse geniessen möchten. M.-K.

Mechanische Technologie.

Lehrbuch der mechanischen Technologie. Von E. Hoyer, Prof. der mechanischen Technologie an der königl. technischen Hochschule in München. Mit zahlreichen Holzschnitten im Text. Dritte bis fünfte Lieferung (S. 193 bis 432). Wiesbaden, 1876. C. W. Kreidel. —

Die Vollendung dieses bereits Bd. XX, S. 167 d. Z., ausführlich besprochenen gediegenen Lehrbuches schreitet in erfreulicher Weise fort, so dass, wie wir erfahren, die Schlusslieferungen bereits die Presse verlassen haben. Wir beeilen uns deshalb, die vorliegende dreifache Lieferung, welche schon seit einiger Zeit erschienen ist, hier zur Anzeige zu bringen.

Das Werk ist in dem bei Besprechung der ersten Lieferungen geschilderten Geiste fortgeführt, und bot sich bei Behandlung der scheerenden und schneidenden Werkzeuge reichlich Gelegenheit zur Verwerthung praktischer Versuchsresultate, welche, wie die schönen Arbeiten Hartig's, dazu führen müssen, die mechanische Technologie auf wissenschaftlichem Boden in so manchen Beziehungen neu aufzubauen. Sowol die Werkzeuge als auch die wesentlichsten Werkzeugmaschinen für Holz und Metall sind besprochen und durch schöne auf engstem Raume zusammen gedrängte Holzschnitte erläutert. Fast durchweg entsprechen die mitgetheilten Maschinen den neueren Ausführungen dieses so vielfachen Umwälzungen unterworfenen Industriezweiges.

An die schneidenden und scheerenden Werkzeuge reihen sich in kurzer Behandlung die schabenden an, und wird die Bearbeitung der Materialien auf Grund ihrer Theilbarkeit durch ein ausführliches Capitel der speciellen Technologie über die Anfertigung der Schrauben abgeschlossen. Dann folgt die Formgebung durch Verbindung und Zusammenfügung (Schweissen, Löthen, Leimen, Kitten, Schwinden, Falzen, Verblatten, Zinken, Dübeln, Keilen, Schrauben, Nieten, Nageln u. s. w.), und zeigt dieses Schlusscapitel der vorliegenden Lieferung, wie es dem Verfasser gelungen ist, in übersichtlicher Weise eine Fülle von Material in keineswegs oberflächlicher Kürze zu bewältigen. L.

Hydraulische Motoren.

Theorie und Construction der Brunnenanlagen, Kolben- und Centrifugalpumpen, der Turbinen, Ventilatoren und Exhaustoren. Für technische Lehranstalten, sowie für den praktischen Gebrauch bearbeitet von C. Fink, Prof. und ordentl. Lehrer an der königl. Gewerbe-Akademie zu Berlin. Zweite sehr vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 53 Holzschnitten und 8 lithographirten Tafeln. Berlin, 1878. Rudolph Gaertner. —

Dieses Buch ist zusammengestellt aus dem in Bd. XVI, S. 637 d. Z., besprochenen Werke des Verfassers „Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren", einer in den „Verh. des Vereines zur Bef. des Gewerbfl.", 1877, veröffentlichten „Theorie und Con-

struction der Turbinen", und einer als ersten Abschnitt gelieferten Neuheit über die Brunnenanlagen.

In sechs Paragraphen handelt dieser Abschnitt von der Entstehung, der gesetzmässigen Bewegung und Menge des Grundwassers, der Entfernung mehrerer Brunnen von einander und der Senkung des Wasserspiegels als Folge der Wasserentnahme aus denselben. Bezugnehmend darauf, dass der Verfasser in der Einleitung jenen Theil seiner Arbeit einen Versuch nennt: einige Grundlagen für den Brunnenbau zu gewinnen, über welchen Gegenstand bei den meisten Technikern noch grosse Unklarheit herrscht, zollen wir diesem anregenden Streben unsere volle Anerkennung. Hinsichtlich des durch Zusätze vermehrten zweiten Abschnittes „Kolbenpumpen" verweisen wir auf unsere oben erwähnte Besprechung, nur unsere Empfehlung wiederholend, das Fink'sche Werk als einen guten Leitfaden beim Bau von Wasserförderungen zu wählen, und dadurch den gerade hierbei so häufig vorkommenden Misserfolgen vorzubeugen.

Mit besonderer Spannung haben wir den dritten Abschnitt des Buches gelesen. Denn, während der Ruf des Verfassers als Turbinenconstructeur ein längst verbreiteter ist — schon vor 34 Jahren hat Hr. Prof. Fink als Studirender der Gewerbe-Akademie in Berlin in Gemeinschaft mit einem Studiengenossen eine Fourneyron'sche Turbine nach eigener Theorie gebaut, und in der Panke auf dem Gesundbrunnen versucht —, so hatte derselbe bisher seine Methode noch nicht veröffentlicht. Einzelne Punkte derselben, welche zu einer Kritik reizen könnten, hier übergehend, heben wir nur die eine Thatsache hervor, dass diese Theorie vor allen anderen bisher bekannt gewordenen sich dadurch auszeichnet, dass für die Gestaltung des absoluten Wasserweges an Stelle der Empirie ein Grundsatz aufgestellt ist, welcher, auf dem Wesen der Kraftübertragung beruhend, auf die vortheilhafteste Construction der Schaufeln für Turbinen und Kreiselpumpen hinleitet.

Betreffs der äusseren Erscheinung des Buches hat der Verleger Anerkennenswerthes geleistet. R. W.

Kraftmaschinen.

Die wichtigsten Klein-Kraft-Maschinen, ihre Vorzüge und ihre Mängel. Ein Rathgeber für den Gewerbetreibenden und den Landwirth beim Ankauf eines Motors. Von Peter Hell. Mit 16 Holzschnitten. 48 S. Braunschweig, 1878. Harald Bruhn. —

Der Verfasser, dem eine für den populären Gegenstand sehr geeignete klare Darstellungsweise zu Gebote steht, hat sich die dankbare Aufgabe gestellt, die grosse Zahl der sogenannten Kleinmotoren erläuternd zu beschreiben, und durch vergleichende Kritik dem Käufer solcher Motoren für jeden einzelnen Fall mit dem besten Rath an die Hand zu gehen. Der Verfasser legt gerade in diese vergleichende Kritik den Schwerpunkt seines Werkes, und deswegen wollen wir seine bestechende Arbeit auch nur nach dieser Richtung hin untersuchen.

Wir schicken voraus, dass eine derartige vergleichende Kritik ihre grossen Schwierigkeiten hat, weil die geschickte Anwendung der Kleinmotoren eine besondere Erfahrung erfordert, die man sich nur durch langjährige Bekanntschaft mit der grossen Zahl der Kleingewerbe aneignen kann. Es können beispielsweise nicht principiell die Gasmotoren als die stets zu bevorzugenden Motoren hingestellt werden, sondern es werden genügend Fälle zu constatiren sein, wo trotz Vorhandensein von Gas die Luftmotoren zu bevorzugen sind. So in Gerbereien, wo die fast werthlose Lohe mit nur wenig Steinkohlen untermischt zum Feuern der Luftmaschinen dient, und wo der Betrieb mit solchen Maschinen daher ein Minimum von Kosten erfordert, da ausserdem noch die Wärme zum Trocknen der Häute benutzt werden kann. Aehnliches gilt für Tabakfabriken, wo durch geschickte Combination des Ofens der Luftmaschine mit der Darre für beide Feuerungen nicht mehr Brennmaterial erfordert wird als früher lediglich für die Darre.

Es haben also vergleichende Daten, wie dieselben beispielsweise von Prof. Grove in Hannover mehrfach für den Betrieb der einzelnen Motoren gegeben sind, nicht ohne Weiteres Anspruch auf Anwendbarkeit für jedes Gewerbe, und um so mehr wäre es zu begrüssen gewesen, wenn ein Mann von so praktischem Blick wie der Verfasser, dem allen Anschein nach grosse Erfahrungen auf dem Gebiete der Kleinmotoren zu Gebote stehen, sich bei seiner Kritik objectiv gehalten hätte.

Dies ist nicht geschehen, vielmehr wird in kaum begreiflicher Weise der neue Otto'sche Gasmotor ignorirt, um dafür einen noch kaum eingeführten Luftmotor, den von Hock in Wien, als das Ideal des Erreichbaren hinzustellen. Wir stehen nicht an auszusprechen, dass die ganze Tendenz des Werkes lediglich darauf hinausläuft, den Hock'schen Motor in das beste Licht zu setzen, und dass alles Andere mehr oder weniger Beigabe ist, um diesen Zweck nicht allzu offen hinzustellen.

Wenn der Verfasser sagt, dass der Gasmotor (wohlverstanden der alte von Otto-Langen) nur in den Fällen vorzuziehen sei, wo periodischer Betrieb erzielt werden soll (z. B. bei Aufzügen u. s. w.), dass aber in allen anderen Fällen ein Luftmotor anzuwenden sei, und zwar unter diesen als der beste der Hock'sche, so ist das eine so kühne Behauptung, dass man uns verzeihen wird, wenn wir die Tendenz des Verfassers vorher klar hinzustellen suchten. Es widerspricht diese Behauptung des Verfassers vollständig den Resultaten der Praxis, da der Otto-Langen'sche atmosphärische Gasmotor ungefähr in viermal soviel Exemplaren verbreitet ist wie die weitverbreitetste Luftmaschine (die Lehmann'sche), und da der neue Otto'sche Gasmotor überall da, wo Gas ist, sich mit grosser Geschwindigkeit einführt. Die Luftmaschine hat nichts desto weniger ihr grosses Absatzgebiet zunächst überall da, wo kein Gas vorhanden ist, dann bei allen Gewerben, die von der Wärme Gebrauch machen können, ferner zum Pumpenbetrieb auf Villen, Wasserstationen u. s. w. wo die Einfachheit der Abwartung und der Unterhaltung eine grosse Rolle spielt. Die Luftmaschine wird daher nie durch die Gasmaschine verdrängt werden, sondern auch ferner ihr nicht unbedeutendes Absatzgebiet behalten, aber sie für alle Fälle, wo continuirlicher Betrieb vorhanden ist, als über der Gasmaschine stehend zu betrachten, ist entschieden zu weit gegangen.

Um zu dem vorhin charakterisirten Resultat zu gelangen, musste der Verfasser, wie bereits erwähnt, den neuen Otto-schen Motor möglichst ignoriren. Er äussert sich über diesen Motor wie folgt:

„Otto's neuer Motor, eine horizontale Gaskraftmaschine, arbeitet nach den Angaben des Prospectes ihrer Erzeugerin, der Gasmotorenfabrik zu Deutz, vollkommen geräuschlos, bei einem Consum von etwa $^3/_4$ Cubikmeter Leuchtgas stündlich für die Pferdekraft ohne bedeutende Abnutzung. Die Zukunft wird lehren, ob und in wie weit diese Angaben sich bewahrheiten. Uns scheint, dass bei dauernder Arbeit, des schnellen Ganges der Maschine wegen, sich dieselbe in kurzer Zeit abnutzen wird und zwar vorzugsweise an einem ihrer kostbarsten Bestandtheile, dem Cylinder. Wir würden deshalb, wenn wir zwischen der atmosphärischen Gaskraftmaschine von Otto & Langen und Otto's neuem Motor zu wählen hätten, ersteren entschieden vorziehen. Doch prätendiren wir nicht unfehlbar zu sein, und es würde uns freuen, in einem oder zwei Jahren zu erfahren, dass die Otto'schen Motoren, die gegenwärtig zur Aufstellung gelangen, noch in Betrieb sind."

Wir hätten gegen diese Vorsicht nichts einzuwenden, obwol die Erfahrung bereits das Gegentheil gelehrt hat, indem der genannte Motor sich mit grosser Schnelligkeit nicht nur in Deutschland, sondern in Frankreich, England, Belgien, Russland Bahn bricht, wenn der Verfasser gleiche Vorsicht auch gegenüber dem Hock'schen Motor beobachtete, dessen Erscheinen mit dem des neuen Otto'schen Motors ziemlich zusammenfällt. Welche Gründe bewogen denn den Verfasser hier, diese so weise Vorsicht bei Seite zu legen? Er hebt ja deutlich hervor, dass die Lehmann'sche Luftmaschine sich in über 1000 Exemplaren bewährt hat. Warum sagt er nicht mit gleicher Logik: bis der Hock'sche Motor sich zwei Jahre bewährt hat, wähle man in allen Fällen, wo man sich für eine Luftmaschine entscheidet, die Lehmann'sche?

Im Uebrigen geht der Hock'sche Motor nach unserer

Ueberzeugung keineswegs einer Zukunft entgegen. Er scheitert, wie bisher alle offenen calorischen Maschinen, an den Nachtheilen der unvermeidlichen Ventile, die nach kurzer Zeit des Betriebes einen unerträglichen Lärm machen und durch die Berührung mit den Feuergasen nicht mehr correct arbeiten. Erst vor wenigen Tagen beobachtete Referent in der Köhler'schen Buchdruckerei in Wien einen 3 pferdigen Hock'schen Motor, der ein Geräusch machte als ob ein Stampfwerk arbeitete. Ausserdem ist die Maschine ziemlich ungeschickt disponirt, da zum Auseinandernehmen der grösseren Maschinen behufs Reinigung ungewöhnliche Höhen erforderlich sind, und ferner die Maschine nur durch vollständiges Demontiren gereinigt werden kann. Letzteres ist aber bei vollem Betriebe in Zwischenräumen von etwa 4 Wochen ganz unabweislich, da namentlich die untere Ledermanschette durch die trockene Hitze und durch das allmälige Festbrennen des nach unten laufenden Oeles leidet.

Doch wir prätendiren ebensowenig wie der Verfasser unfehlbar zu sein, und vielleicht sind wir nach zwei Jahren ebenfalls eines Besseren belehrt. Inzwischen aber müssen wir unsere Meinung aufrecht erhalten, dass Hr. Hell nicht über den Parteien, sondern mitten in denselben steht.

E.

Ueber Compound-Maschinen. Von Carl Oertling, Ingenieur. 48 S. und 5 Tafeln. Kiel, 1878. Lipsius & Tischer. —

Der Herr Verfasser behandelt in diesem, 48 Seiten und 5 Figurentafeln umfassenden Buch diejenigen Dampfmaschinen, welche ähnlich wie die Woolf'sche Maschine mit zwei Cylindern, aber mit um 90 Grad versetzten Kurbeln arbeiten. In Anbetracht dessen, dass diese so sehr wichtigen Zweicylinder-Maschinen bisher in unserer Literatur noch keine die vortheilhaftesten Grössenverhältnisse mathematisch herleitende Behandlung gefunden haben, würden wir diesen auf mehrjährige Erfahrungen sich stützenden Beitrag recht willkommen geheissen haben, wenn nicht die Arbeit, soweit sie wissenschaftlich sein soll, eine verfehlte und zudem noch sprachlich mangelhaft wäre. Zu den Verstössen gegen unser gutes Deutsch rechnen wir im Allgemeinen jeden über das Unvermeidliche hinausgehenden Gebrauch fremdsprachlicher Wörter; insbesondere hier z. B. das englische exhaust, receiver u. s. w., und auf Seite 47 den Satz: „Hinsichtlich der Pferdekraft ist dies der Usance:

1 Atm. = 1 Kilo pr. □cm statt
1 „ = 1,0331 Kilo □cm

zuzuschreiben."

An der Anordnung des Satzes S. 6: „Ist um . . . . . . grösser wird." hätte schon der Setzer Anstand nehmen sollen, sowie auch vor dem beharrlichen Schreiben: Verlüste statt Verluste.

Zum Sachlichen übergehend ist die Rechnung auf S. 7 mit dem für die Maximalarbeit gewonnenen Ausdruck 3) in sofern nicht übereinstimmend, als jene Rechnung ganz fehlerhaft, das Resultat trotzdem aber richtig ist; aber auch nur arithmetisch richtig. Denn wenn auch ein „Spannungsübergang", d. i. eine arbeitslose Expansion des Dampfes bei dessen Austritt aus dem kleinen Cylinder in dem Fall unvermeidlich ist, dass man den Dampf im grossen Cylinder nicht mehr expandiren lässt, als es mit dem einen Schieber desselben thunlich ist, so ist doch die Leistung der Maschine im Allgemeinen eine um so vollständigere, je weniger sie durch jenen freien Fall der Dampfspannung Verlust erleidet.

Auch die empirischen aus des Verfassers Beobachtungen abgeleiteten Formeln können wir nicht mit Vertrauen hinnehmen. So wird durch Gleichung 12) „Der Verlust vom Gütegrad" so dargestellt, dass derselbe beispielsweise für 0,4 Füllung im kleinen Cylinder und 64 Umdrehungen in der Minute

$$= (0{,}06\sqrt{64} - 0{,}1)\frac{(0{,}4\,.\,100)^2 - 3000}{(0{,}1\,.\,100)^2 + 3000} = 0{,}346.$$

und sonach bedeutend grösser ist als er sich bei gut gebauten Maschinen herausstellt.

R. W.

Verschiedenes.

Das Urheberrecht an Schrift- und Kunstwerken, Abbildungen, Compositionen, Photographien, Mustern und Modellen nach deutschem und internationalem Rechte systematisch dargestellt von Dr. R. Klostermann, Geh. Bergrath und Professor der Rechte. 282 S. Berlin, 1876. Franz Vahlen. —

Das Urheberrecht, äusserlich hervorgegangen aus den Umwälzungen im Betriebe des Buchhändlergewerbes, zu welchen die Erfindung der Buchdruckerkunst den Anstoss gegeben hatte, hat zum Gegenstand originale Erzeugnisse der geistigen Arbeit, deren Vervielfältigung oder Nachbildung einen vermögensrechtlichen Nutzen gewähren kann. Nun tritt die geistige Thätigkeit des Menschen in drei verschiedenen Richtungen schaffend auf, in der Richtung auf das Wahre, das Schöne und das Zweckmässige, sie äussert sich nach diesen Richtungen als logische, ästhetische und teleologische Vorstellung. In gleicher Weise sind die Mittel der geistigen Production nach diesen drei Richtungen verschieden: das logische Denken wird in Worten, die ästhetische Vorstellung in sinnlichen Formen, Farben und Tönen ausgedrückt, das teleologische Schaffen zieht die mechanischen und chemischen Kräfte zur Erreichung seiner Zwecke heran.

Während aber die Schriften und Kunstwerke bei ihrer Hervorbringung eine so concrete Gestalt besitzen, dass sie von jedem anderen Geistesproduct individuell unterschieden werden können, ist dies unter den technischen Erzeugnissen nur bei den Mustern und Modellen der Fall, wogegen bei den übrigen technischen Erfindungen die vermögensrechtliche Nutzung nicht durch einfache Wiederholung einer bestimmten individualisirten Form, sondern durch die Reproduction eines technischen Effectes geboten wird, welcher mit denselben Mitteln unter verschiedenen Formen erreicht werden kann. Hierdurch ist die Grenze zwischen dem Urheberrecht und dem ihm nahe verwandten Erfinderrecht gegeben.

Das Urheberrecht ist ein Vermögensrecht, weil es vererbt und auf Andere übertragen werden kann, es äussert sich in der Befugniss, Dritten die Ausführung gewisser Handlungen zu untersagen und gehört zu den absoluten Rechten ohne körperlichen Gegenstand.

Bezüglich der einzelnen Gegenstände des Urheberrechtes ist dasselbe die ausschliessliche Befugniss, ein Schriftwerk auf mechanischem Wege zu vervielfältigen; bei dramatischen und musikalischen Werken umfasst es zugleich die ausschliessliche Befugniss der öffentlichen Aufführung; bei Werken der bildenden Künste, gewerblichen Mustern und Modellen ist es das ausschliessliche Recht, das hervorgebrachte Werk ganz oder theilweise nachzubilden; wissenschaftliche Abbildungen und Photographien gehen hier mit den Schriftwerken conform.

Dies ist im Allgemeinen die Grundlage und Eintheilung, nach welcher der Verfasser seinen Stoff behandelt. Das Wesen und die Geschichte des Urheberrechtes werden dargestellt sowie der Begriff und die Gegenstände desselben und die Grenzen seiner Geltung festgestellt. Die Gegenstände werden dann einer eingehenden Betrachtung unterzogen, streitige und zweifelhafte Fälle aus allgemeinen Gesichtspunkten klargestellt und durch Beispiele erläutert, zu den Bestimmungen der deutschen Gesetze Vergleiche mit denen des Auslandes herangezogen. In gleicher Weise erledigen sich die Festsetzungen über Erwerb und Verlust des Rechtes und die Folgen einer Verletzung desselben. Den Schluss bilden die internationalen Beziehungen des Urheberrechtes durch Literarconventionen.

Aus den früheren Veröffentlichungen des Verfassers ist seine lichtvolle und präcise, logisch fortschreitende Darstellungsart bekannt; auch das Studium dieses Werkes wird den Leser zur Klarheit über den Gegenstand und zur vollen Beherrschung desselben verhelfen.

R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 5. Maiheft.

Abhandlungen.

Entwickelung eines Gesetzes für den Widerstand bei der Bewegung des Grundwassers.

Von **Oscar Smreker**, Ingenieur.

(Hierzu Blatt 7.)

(Schluss von Seite 117.)

Um die zu einer Vergleichung der durch Gl. (4) erhaltenen Werthe vom $B\xi_m$, die ich mit $B\xi'_m$ bezeichnen will, mit den aus Gl. (1) bestimmten, nöthigen Parabeln in die Figuren auf Blatt 5 einzeichnen zu können, ist es vorerst nöthig, die Constanten A und C näher zu bestimmen.

Hat man die $B\xi_m$ und die Z_m für eine Reihe von Intervallen desselben Versuches und derselben Axe gegeben, so folgen nach der Methode der kleinsten Quadrate für die wahrscheinlichsten Werthe dieser beiden Constanten A und C, vorausgesetzt, dass sämmtliche Beobachtungen den gleichen Genauigkeitsgrad beanspruchen dürfen, was in dem vorliegenden Falle annähernd als erfüllt zu betrachten ist, die beiden Relationen:

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{\Sigma(Z_m) \cdot \Sigma(B\xi_m) - \Sigma(\sqrt{Z_m}) \cdot \Sigma(B\xi_m \cdot \sqrt{Z_m})}{\Sigma(Z_m) - [\Sigma(\sqrt{Z_m})]^2} \\ C &= \frac{\Sigma(B\xi_m \cdot \sqrt{Z_m}) - \Sigma(\sqrt{Z_m}) \cdot \Sigma(B\xi_m)}{\Sigma(Z_m) - [\Sigma(\sqrt{Z_m})]^2} \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Die aus diesen beiden Gleichungen bestimmten Werthe für A und C gestatten dann die Construction der Parabel

$$B\xi'_m = A + C\sqrt{Z_m}.$$

Im Folgenden sollen nun diese Werthe $B\xi'_m$ für unsere beiden vorliegenden Strassburger Versuche gerechnet werden.

Dritter Versuch a.

Axe A.

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\xi_m\sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\xi'_m$
11 — 10	1083,67	1175,056	32,9191	38 681,7860	1493,7371	— 0,5607	1493,1764
10 — 9	783,44	1849,247	27,9898	51 759,6888	1270,0425		1269,4818
9 — 7	484,23	702,768	22,0057	15 465,0954	998,5306		997,9699
7 — 6	255,26	1085,218	15,9765	17 349,1689	724,9497		724,3890
6 — 5	195,71	110,273	13,9894	1 542,6531	634,7830		634,2223
5 — 4	136,26	729,840	11,6726	8 519,1304	529,6559		529,0952
$\Sigma =$	2938,57	5653,122	124,5526	133 317,5296			

Es ist:

$$A = \frac{2938{,}57 \cdot 5653{,}122 - 124{,}5526 \cdot 133\,317{,}5296}{2938{,}57 - (124{,}5526)^2} \qquad C = \frac{133\,317{,}5296 - 5653{,}122 \cdot 124{,}5526}{2938{,}57 - (124{,}5526)^2}$$

$$A = -0{,}5607 \qquad C = +45{,}3761$$

Die Werthe von $B\xi'_m$ werden nach der folgenden Gleichung gerechnet:

$$B\xi'_m = -0{,}5607 + 45{,}3761\sqrt{Z_m}.$$

Axe *B.*

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\xi_m$
12 — 11	1482,75	2199,289	38,5065	84 686,9219	1453,7359	+81,8659	1535,6018
11 — 10	1082,57	1172,889	32,9024	38 590,8630	1242,1643		1324,0302
10 — 9	783,34	613,089	27,9875	17 158,8284	1056,6121		1138,4780
9 — 8	583,72	1364,224	24,1601	32 959,7883	912,1163		993,9822
8 — 7	384,50	444,675	19,6087	8 719,4987	740,2873		822,1532
7 — 6	255,50	655,360	15,9843	10 475,4708	603,4553		685,3212
6 — 5	195,87	510,933	13,9597	7 132,4714	527,0206		608,8865
5 — 4	136,35	493,683	11,6768	5 764,4041	440,8342		522,7001
4 — 3	96,55	188,180	9,8224	1 848,3792	370,8251		452,6910
3 — 2	77,30	118,580	8,7921	1 042,5672	331,9282		413,7941
$\Sigma =$	5078,45	7760,882	203,4005	208 379,1920			

Es ist also:

$$A = \frac{5078{,}45 \,.\, 7760{,}882 - 203{,}4005 \,.\, 208\,379{,}193}{5078{,}45 - (203{,}4005)^2} \qquad C = \frac{208\,379{,}193 - 7760{,}882 \,.\, 203{,}4005}{5078{,}45 - (203{,}4005)^2}$$

$$A = +81{,}8659 \qquad C = +37{,}7532$$

Hieraus ergiebt sich zur Bestimmung der Werthe $B\xi'_m$ die Gleichung:

$$B\xi'_m = 81{,}8659 + 37{,}7532 \sqrt{Z_m}.$$

Axe *C.*

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\xi'_m$
12 — 10	1281,82	410,881	35,8025	14 710,5670	1370,0567	—148,188	1221,8687
10 — 9	784,13	614,656	28,0022	17 211,7202	1072,3442		924,1562
9 — 8	584,30	1364,224	24,1723	32 976,4318	925,6782		777,4902
8 — 7	384,31	1032,192	19,6035	20 234,5759	750,7160		602,5280
7 — 6	254,49	1085,918	15,9531	17 323,7584	610,9240		462,7360
6 — 5	194,69	760,500	13,9535	10 611,6368	534,3493		386,1613
5 — 1	106,38	243,484	10,3150	2 511,5375	395,0129		246,8249
$\Sigma =$	3590,12	5511,855	147,8021	115 580,2276			

In diesem Falle wird:

$$A = \frac{3590{,}12 \,.\, 5511{,}855 - 147{,}8021 \,.\, 115\,580{,}2276}{3590{,}12 - (147{,}8021)^2} \qquad C = \frac{115\,580{,}2276 - 5511{,}855 \,.\, 147{,}8021}{3590{,}12 - (147{,}8021)^2}$$

$$A = -148{,}188 \qquad C = +38{,}2953$$

Zur Berechnung von $B\xi'_m$ ergiebt sich demnach folgende Gleichung:

$$B\xi'_m = -148{,}188 + 38{,}2953 \sqrt{Z_m}.$$

Axe *D.*

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\xi'_m$
12 — 11	1481,06	2193,360	38,4846	84 410,5823	1816,8965	+ 35,000	1851,8965
11 — 10	1082,57	1172,889	32,9021	38 590,8620	1553,3552		1588,3552
10 — 8	682,96	1399,467	26,1342	36 574,0904	1233,8264		1268,8264
8 — 7	383,48	1026,893	19,5832	20 108,4502	924,5425		959,5425
7 — 6	254,09	523,621	15,9403	8 346,7806	752,5669		787,5669
$\Sigma =$	3884,16	6316,160	133,0450	188 030,7965			

Es ist:

$$A = \frac{3881{,}16 \,.\, 6316{,}160 - 133{,}045 \,.\, 188\,030{,}7965}{3884{,}16 - (133{,}045)^2} \qquad C = \frac{188\,030{,}7965 - 6316{,}160 \,.\, 133{,}045}{3884{,}16 - (133{,}045)^2}$$

$$A = +35{,}00 \qquad C = +47{,}2108$$

Also auch:

$$B\xi'_m = 35{,}00 + 47{,}2108 \sqrt{Z_m}.$$

Vierter Versuch a.

Axe A.

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\,\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\,\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\,\xi'_m$
12 — 10	1273,60	2 028,845	35,6863	72 404,2060	3360,125	—103,015	3257,110
10 — 9	775,30	3 603,750	27,8388	100 325,4674	2625,899		2522,884
9 — 7	476,03	2 492,336	21,8174	54 376,3787	2054,114		1951,099
7 — 6	247,76	1 433,043	15,7480	22 567,5139	1482,706		1379,691
6 — 4	158,97	1 208,432	12,6095	15 238,3023	1187,257		1084,242
4 — 3	90,20	729,000	9,4868	6 915,8772	893,220		790,205
$\Sigma =$	3021,88	11 495,406	123,1888	271 827,7455			

Also ist:

$$A = \frac{3021{,}86 \,.\, 11\,495{,}406 - 123{,}1888 \,.\, 271\,827{,}7455}{3021{,}86 - (123{,}1888)^2} \qquad C = \frac{271\,827{,}7455 - 123{,}1888 \,.\, 11\,495{,}406}{3021{,}86 - (123{,}1888)^2}$$

$$A = -103{,}0146 \qquad C = +94{,}1521$$

Daraus:

$$B\,\xi'_m = -103{,}0146 + 94{,}1521 \sqrt{Z_m}.$$

Axe B.

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\,\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\,\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\,\xi'_m$
12 — 11	1468,06	4 310,048	38,3158	165 143,0136	3333,6836	+ 64,213	3397,6966
11 — 10	1070,14	1 617,350	32,7124	52 909,0338	2846,1076		2910,3206
10 — 9	772,48	2 979,920	27,8029	82 850,7156	2119,000		2483,2130
9 — 8	573,54	2 306,332	23,9583	55 255,0541	2084,4658		2148,6768
8 — 7	376,07	1 413,760	19,3907	27 413,7960	1687,1140		1751,3270
7 — 6	248,51	1 035,417	15,7797	16 338,9276	1372,939		1437,1520
6 — 5	189,59	1 444,000	13,7840	19 904,0960	1199,277		1263,4900
$\Sigma =$	4698,39	15 006,827	171,7438	419 814,6391			

Es ist:

$$A = \frac{4698{,}39 \,.\, 15\,006{,}827 - 171{,}7438 \,.\, 419\,814{,}6391}{4698{,}39 - (171{,}7438)^2} \qquad C = \frac{419\,814{,}6391 - 171{,}7438 \,.\, 15\,006{,}827}{4698{,}39 - (171{,}7438)^2}$$

$$A = +64{,}2130 \qquad C = +87{,}0053$$

Also ferner:

$$B\,\xi'_m = 64{,}2130 + 87{,}0053 \sqrt{Z_m}.$$

Axe C.

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\,\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\,\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\,\xi'_m$
12 — 11	1469,35	2 157,961	38,3227	82 699,5011	3424,5050	—358,8450	3065,6570
11 — 9	973,09	1 893,458	31,1929	59 062,6978	2787,3750		2428,5270
9 — 8	574,68	1 983,750	23,9792	47 568,3413	2142,7395		1783,8915
8 — 7	375,25	2 671,875	19,3649	51 742,7562	1730,4370		1371,589
7 — 6	246,44	2 420,640	15,6845	37 966,5281	1401,596		1042,746
$\Sigma =$	3638,81	11 127,684	128,5442	279 039,8245			

Es folgt:

$$A = \frac{3638{,}81 \,.\, 11\,127{,}684 - 128{,}5442 \,.\, 279\,039{,}8245}{3638{,}81 - (128{,}5442)^2} \qquad C = \frac{279\,039{,}8245 - 128{,}5442 \,.\, 11\,127{,}684}{3638{,}81 - (128{,}5442)^2}$$

$$A = -358{,}848 \qquad C = +89{,}3590$$

Daher zur Bestimmung von $B\,\xi'_m$ die Relation:

$$B\,\xi'_m = -358{,}848 + 89{,}3590 \sqrt{Z_m}.$$

Axe D.

Intervalle $M_{m+1} - M_{m-1}$	Z_m	$B\,\xi_m$	$\sqrt{Z_m}$	$B\,\xi_m \sqrt{Z_m}$	$C\sqrt{Z_m}$	A	$B\,\xi'_m$
12 — 11	1471,50	4 333,568	38,3601	166 236,1786	3973,7124	— 97,244	3876,4684
11 — 10	1075,14	2 311,250	32,7887	75 782,8829	3396,6125		3299,3685
10 — 9	776,69	1 207,458	27,8747	33 657,9475	2887,5713		2790,3273
9 — 8	576,46	3 981,312	24,0204	95 631,0662	2488,2318		2390,9878
8 — 7	374,97	3 234,375	19,3649	62 633,7687	2006,0204		1908,7784
7 — 6	245,54	1 210,820	15,6715	18 967,5290	1623,4625		1526,2185
$\Sigma =$	4520,30	16 278,283	158,0803	452 909,3788			

Es ist demnach:

$$A = \frac{4520{,}30 \,.\, 16\,278{,}283 - 158{,}0803 \,.\, 452\,909{,}3738}{4520{,}30 - (158{,}0803)^2} \qquad C = \frac{452\,909{,}3735 - 158{,}0803 \,.\, 16\,278{,}283}{4520{,}30 - (158{,}0803)^2}$$

$$A = -97{,}2437 \qquad C = +103{,}5896$$

Es ist daher zur Bestimmung der $B\,\xi'_m$ die Gleichung zu verwenden:

$$B\,\xi'_m = -97{,}2437 + 103{,}5896 \sqrt{Z_m}.$$

Die so rechnerisch erhaltenen Werthe von $B\,\xi'_m$ sind auf Blatt 5 eingetragen; berücksichtigt man die grosse Reihe von Fehlerquellen, welche schon oben erwähnt wurde, zieht man ferner den bedeutenden Einfluss in Betracht, den selbst kleine Fehler in den beobachteten Depressionen, besonders bei Nortons, welche sich in einiger Entfernung von der Brunnenaxe befinden, auf die Bestimmung von $B\,\xi_m$ und $B\,\xi'_m$ ausüben, so wird man die Uebereinstimmung der gerechneten Werthe $B\,\xi'_m$ mit jenen durch Verwerthung der directen Beobachtungen erhaltenen $B\,\xi_m$ mit vollem Rechte eine zufriedenstellende nennen müssen; das der Rechnung zu Grunde gelegte Gesetz muss daher als genügend betrachtet werden.

Der Umstand, dass die Constante A sich auch negativ ergeben hat, wiewol hauptsächlich bei den beiden zur Stromrichtung parallelen Axen A und C, wird durch folgende Ueberlegung aufgeklärt: Je kleiner die Geschwindigkeit des durchströmenden Wassers, je grösser also die Entfernung des betreffenden Norton von der Brunnenaxe ist, desto geringer wird der Einfluss der Constanten A gegenüber der Grösse $C\sqrt{Z_m}$; ja bei einiger Entfernung vom Brunnenmittel ist, wie die vorstehend gerechneten Tabellen zur Evidenz zeigen, A gegenüber $C\sqrt{Z_m}$ vollständig verschwindend. Da nun bei zunehmenden Entfernungen vom Brunnenmittel die Beobachtungsfehler sowol als die durch andere Unregelmässigkeiten verursachten an Einfluss sehr gewinnen, ist es leicht erklärlich, dass der Einfluss der Constanten A sehr bald weit unter der Grenze der durch die oben erwähnten Fehler hervorgebrachten Beeinflussungen sich befinden wird.

Das im Vorstehenden entwickelte Gesetz für den Widerstand bei der Bewegung des Grundwassers lässt sich also wie folgt aussprechen:

Bewegt sich Wasser in einer durchlässigen bezw. wasserführenden Schicht, so wird die zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände auf eine gewisse Länge l bei constanter Geschwindigkeit v verbrauchte Druckhöhe h proportional sein der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$, proportional einem von der Natur des Geschiebes und der Geschwindigkeit abhängigen Coefficienten ξ und proportional dem zurückgelegten Wege l, also:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g} l \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (I).$$

Die Abhängigkeit des Widerstandscoefficienten ξ von der Geschwindigkeit v lässt sich allgemein durch die Relation ausdrücken:

$$\xi = \alpha + \sum_{n>1}^{n<\infty} \left(\frac{\beta_n}{v^{\frac{1}{n}}} \right) \quad . \; . \; . \; . \quad (II),$$

wobei die Constanten α und β_n nur von der Natur der wasserführenden Schicht abhängen; für alle unsere Zwecke reicht es jedoch hin, den Widerstandscoefficienten einfach in der Form:

$$\xi = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (III)$$

darzustellen. In dieser Form soll das Abhängigkeitsgesetz des Widerstandscoefficienten von der Geschwindigkeit in der Folge verstanden sein.

In allen Fällen jedoch, wo die auftretenden Geschwindigkeiten v sehr klein sind, ist es uns gestattet, selbst die Constante α zu vernachlässigen und ξ durch die Gleichung:

$$\xi = \frac{\beta}{\sqrt{v}} \quad . \; . \; . \quad (IIIa)$$

auszudrücken.

Von diesen Relationen ausgehend, werde ich in der Folge die Fundamentalgleichung für die gebräuchlichen Quellfassungsanlagen ableiten und Methoden entwickeln, nach welchen die Constanten α und β in jedem speciellen Falle ermittelt werden können.

Tabelle I.

Dritter Strassburger Versuch a.

Norton	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Abscisse $x =$	2,5	3,5	4,5	5,5	8,5	11,5	14,5	24,5	34,5	44,5	64,5	84,5 m
Axe *A*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,07	137,07	137,07	137,06	137,07	137,07	137,06	137,05	137,05	137,04	137,08	137,05 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	136,63	136,47	136,71	136,72	136,85	136,86	136,90	136,06	136,95	136,97	137,03	136,91 m
Depression $\delta =$	0,44	0,40	0,36	0,34	0,22	0,21	0,16	0,09	0,10	0,07	0,05	0,14 m
Ordinate $y =$	9,56	9,60	9,64	9,66	9,78	9,79	9,84	9,91	9,90	9,93	9,95	9,86 m
Axe *B*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,06	137,06	137,07	137,07	137,07	137,06	137,06	137,06	137,07	137,05	137,06	137,06 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	136,64	136,72	136,74	136,76	136,84	136,87	136,90	136,93	136,96	136,97	137,00	137,02 m
Depression $\delta =$	0,44	0,35	0,33	0,31	0,23	0,19	0,16	0,12	0,09	0,06	0,06	0,04 m
Ordinate $y =$	9,56	9,65	9,67	9,69	9,77	9,81	9,84	9,87	9,91	9,92	9,94	9,96 m
Axe *C*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,07	137,08	137,07	137,07	137,06	137,07	137,07	137,08	137,09	137,13	137,11	137,11 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	136,64	136,70	136,75	136,75	136,76	136,83	136,88	136,96	137,01	137,06	137,04	137,05 m
Depression $\delta =$	0,43	0,38	0,32	0,32	0,30	0,24	0,19	0,12	0,08	0,07	0,07	0,06 m
Ordinate $y =$	9,57	9,62	9,66	9,68	9,70	9,76	9,81	9,88	9,92	9,93	9,93	9,94 m
Axe *D*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,07	137,06	137,07	137,06	137,07	137,07	137,04	137,06	137,07	137,07	137,07	137,06 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	136,63	136,68	136,75	136.60	136,70	136,82	136,83	136,92	136,99	136,99	137,01	137,02 m
Depression $\delta =$	0,44	0,38	0,32	0,26	0,37	0,25	0,21	0,14	0,08	0,08	0,06	0,04 m
Ordinate $y =$	9,56	9,62	9,88	9,74	9,63	9,75	9,79	9,66	9,92	9,92	9,94	9,96 m

Tabelle II.

Vierter Strassburger Versuch a.

Norton	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Abscisse $x =$	2,5	3,5	4,5	5,5	8,5	11,5	14,5	24,5	34,5	44,5	64,5	84,5 m
Axe *A*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,06	137,06	137,06	137,06	137,06	137,06	137,06	137,04	137,04	137,03	137,03	136,98 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	135,81	135,95	136,03	136,12	136,51	136,55	136,62	136,83	136,82	136,87	136.94	136,87 m
Depression $\delta =$	1,25	1,11	1,03	0,94	0,55	0,51	0,44	0,21	0,22	0,16	0,09	0,11 m
Ordinate $y =$	8,75	8,89	8,97	9,06	9,45	9,49	3,56	9,79	9,78	9,84	9,91	9,89 m
Axe *B*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,08	137,08	137,07	137,07	137,07	137,06	137,06	137,07	137,06	137,05	137,06	137,07 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	135,81	136,16	136,18	136,21	136,48	136,59	136,64	136,75	136,81	136,85	136,89	136,94 m
Depression $\delta =$	1,27	0,92	0,89	0,66	0,59	0,47	0.42	0,32	0,25	0,20	0,17	0,13 m
Ordinate $y =$	8,73	9,08	9,11	9,14	9,41	9,53	9,56	9,68	9,75	9,80	9,83	9,87 m
Axe *C*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,07	137,07	137,07	137,07	137,07	137,07	137,07	137.08	137,10	137,12	137,11	137,11 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	135,88	136,17	136,26	136,28	136,30	136,49	136.61	136,81	136,39	136,98	136,96	136,98 m
Depression $\delta =$	1,19	0,90	0,61	0,78	0,77	0,58	0,46	0,27	0,21	0,14	0,15	0,13 m
Ordinate $y =$	8,61	9,10	9,19	9,21	9,23	9,42	9,54	9,73	9,79	9,86	9,85	9,87 m
Axe *D*.												
Coten des ursprüngl. Grundwasserspiegels	137,07	137,07	137,07	137,07	137,07	137,05	137,05	137,05	137,07	137,06	137,07	137,05 m
Coten des abgesenkten Grundwasserspiegels	135,77	135,97	136,21	136,42	136,17	136,46	136,52	136,75	136,89	136,90	136,95	136,97 m
Depression $\delta =$	1,30	1,10	0,86	0,65	0,90	0,59	0,53	0,30	0,18	0,16	0,12	0,08 m
Ordinate $y =$	8,70	8,90	9,14	9,35	9,10	9,41	9.47	9,70	9,82	9,84	9,88	9,92 m

Tabelle III.
Dritter Strassburger Versuch a.

Intervall $M_{m+1} - M_{m-1}$	h_m	l_m	$\frac{h_m}{l_m}$	$Z_m = x_{m+1}\, y_{m+1} + x_{m-1}\, y_{m-1}$	Z_m^2	$\frac{1}{Z_m}$	$B\, \xi_m$
	m	m		**Axe *A*.**			
11 — 10	0,02	20	0,0010	641,78 + 441,89 = 1083,67	1 175 056,0	0,000923	1175,056
10 — 9	0,02	10	0,0020	441,89 + 341,55 = 783,44	613 089,0	0,001277	1849,267
9 — 7	0,06	20	0,0030	341,55 + 142,68 = 484,23	234 256,0	0,002066	702,768
7 — 6	0,05	3	0,0167	142,68 + 112,58 = 255,26	65 025,0	0,003922	1085,918
6 — 5	0,01	3	0,0023	112,58 + 83,12 = 195,71	38 416,0	0,005102	110,273
5 — 4	0,12	3	0,0400	83,12 + 53,12 = 136,26	18 496,0	0,007253	729,840
				Axe *B*.			
12 — 11	0,02	20	0,0010	841,62 + 641,12 = 1482,73	2 199 289,0	0,000675	2199,289
11 — 10	0,02	20	0,0010	641,13 + 441,44 = 1082,57	1 172 889,0	0,000923	1172,889
10 — 9	0,01	10	0,0010	441,44 + 341,90 = 783,24	613 089,0	0,001277	613,089
9 — 8	0,04	10	0,0040	341,90 + 241,82 = 583,73	341 056,0	0,001712	1364,224
8 — 7	0,02	10	0,0020	241,82 + 142,68 = 384,50	148 225,0	0,002597	444,675
7 — 6	0,03	3	0,0100	112,65 + 112,82 = 255,50	65 536,0	0,003906	655,360
6 — 5	0,04	3	0,0133	112,52 + 83,05 = 195,87	38 416,0	0,005102	510,933
5 — 4	0,08	3	0,0267	83,05 + 53,20 = 136,25	18 496,0	0,007352	493,662
4 — 3	0,02	1	0,0200	53,20 + 43,52 = 96,55	9 409,0	0,010253	188,180
3 — 2	0,02	1	0,0200	43,52 + 33,78 = 77,30	5 929,0	0,016863	118,580
				Axe *C*.			
12 — 10	0,01	40	0,00025	839,92 + 441,89 = 1281,82	1 643 524,0	0,000780	410,881
10 — 9	0,01	10	0,0010	441,89 + 342,24 = 784,13	614 656,0	0,001276	614,656
9 — 8	0,04	10	0,0040	342,24 + 242,06 = 584,30	341 056,0	0,001712	1364,224
8 — 7	0,07	10	0,0070	242,06 + 142,25 = 384,21	147 456,0	0,002604	1032,192
7 — 6	0,05	3	0,0167	142,25 + 112,24 = 254,49	65 025,0	0,003937	1085,918
6 — 5	0,06	3	0,0200	112,24 + 82,45 = 194,69	38 025,0	0,005128	760,500
5 — 1	0,13	6	0,02167	82,45 + 23,93 = 106,38	11 236,0	0,009424	243,484
				Axe *D*.			
12 — 11	0,02	20	0,001	839,92 + 641,13 = 1481,06	2 193 361,0	0,000675	2193,360
11 — 10	0,02	20	0,001	641,12 + 441,44 = 1082,57	1 172 889,0	0,000932	1172,889
10 — 8	0,06	20	0,002	441,44 + 241,52 = 682,96	466 489,0	0,001464	1399,467
8 — 7	0,07	10	0,007	241,52 + 141,96 = 383,48	146 689,0	0,002611	1026,823
7 — 6	0,04	3	0,0133	141,96 + 112,12 = 254,09	64 516,0	0,003937	523,621

Tabelle IV.
Vierter Strassburger Versuch a.

Intervall $M_{m+1} - M_{m-1}$	h_m	l_m	$\frac{h_m}{l_m}$	$Z_m = x_{m+1}\, y_{m+1} + x_{m-1}\, y_{m-1}$	Z_m^2	$\frac{1}{Z_m}$	$B\, \xi_m$
	m	m		**Axe *A*.**			
12 — 10	0,05	40	0,00125	835,71 + 437,88 = 1273,59	1 623 076,0	0,000785	2028,845
10 — 9	0,06	10	0,0060	437,88 + 337,41 = 775,29	600 625,0	0,001290	3603,750
9 — 7	0,22	20	0,0110	337,11 + 138,62 = 476,02	226 576,0	0,002101	2492,226
7 — 6	0,07	3	0,0233	138,62 + 109,14 = 247,76	61 504,0	0,004032	1433,043
6 — 4	0,42	9	0,0175	109,14 + 49,83 = 158,97	25 281,0	0,006289	1208,422
4 — 3	0,09	1	0,0900	49,83 + 40,27 = 90,20	8 100,0	0,011099	729,000
				Axe *B*.			
12 — 11	0,04	20	0,0020	834,02 + 634,04 = 1468,06	2 155 024,0	0,000681	4310,048
11 — 10	0,03	20	0,0015	634,04 + 436,10 = 1070,14	1 144 900,0	0,000935	1617,350
10 — 9	0,05	10	0,0050	436,10 + 336,38 = 772,48	595 984,0	0,001295	2979,920
9 — 8	0,07	10	0,0070	336,38 + 237,16 = 573,54	329 476,0	0,001743	2306,222
8 — 7	0,10	10	0,0100	237,16 + 138,91 = 376,07	141 376,0	0,002660	1413,760
7 — 6	0,05	3	0,0167	138,91 + 109,60 = 248,51	62 001,0	0,004016	1035,417
6 — 5	0,12	3	0,0400	109,60 + 79,99 = 189,59	36 100,0	0,005263	1444,000
				Axe *C*.			
12 — 11	0,02	20	0,0010	834,02 + 635,23 = 1469,35	2 157 961,0	0,000681	2157,961
11 — 9	0,06	30	0,0020	635,33 + 337,76 = 973,09	946 729,0	0,001028	1893,458
9 — 8	0,06	10	0,0060	337,76 + 236,92 = 574,68	330 625,0	0,001729	1983,750
8 — 7	0,19	10	0,0190	236,92 + 138,33 = 375,25	140 625,0	0,002667	2671,875
7 — 6	0,12	3	0,0400	138,33 + 108,11 = 246,44	60 516,0	0,004065	2420,640
				Axe *D*.			
12 — 11	0,04	20	0,0020	834,24 + 637,26 = 1471,50	2 166 784,0	0,000679	4333,568
11 — 10	0,04	20	0,0020	637,26 + 437,88 = 1075,14	1 155 625,0	0,000930	2311,250
10 — 9	0,02	10	0,0020	437,58 + 338,81 = 776,69	603 729,0	0,001287	1207,458
9 — 8	0,12	10	0,0120	338,81 + 237,65 = 576,16	331 776,0	0,001736	3981,312
8 — 7	0,23	10	0,0230	237,65 + 137,22 = 371,97	140 625,0	0,002667	3234,375
7 — 6	0,06	3	0,0200	137,22 + 108,32 = 245,54	60 516,0	0,004065	1210,320

Zur Mikrostructur des Spiegeleisens.

Von **A. Martens**, Ingenieur in Berlin.

(Hierzu Tafel IX und X.)

a) Die Erscheinungen auf den Bruchflächen.

Im Anschluss an meine Ausführungen im Januarheft d. Z.: Ueber die mikroskopische Untersuchung des Eisens, bringe ich im Folgenden einige Ermittelungen über die Mikrostructur der Oberflächenerscheinungen beim Spiegeleisen. Obwol im Allgemeinen ein grosser Theil des hier gebrachten Materials als schon bekannt vorauszusetzen ist*), glaube ich doch durch die Veröffentlichung der beigegebenen Studienzeichnungen immerhin eine fühlbare Lücke auszufüllen, sowie zur Weiterverfolgung des überaus interessanten Studiums anzuregen.

Bei dem Zerschlagen der Spiegeleisen-Masseln werden fast stets grössere Hohlräume gefunden, welche von den einzelnen Blattkrystallen durchsetzt sind der Art, dass diese dünnen Blätter in grösserer oder geringerer Ausdehnung frei in den Drusenraum hineinragen. Die übrige Bruchmasse wird infolge dieser Blattbildungen, die sich auch in das Innere der Masse erstrecken, nach geraden Flächen spaltbar. Die einzelnen Spaltflächen und Blattkrystalle bilden gegen einander keine bestimmten Winkel, stehen aber im Grossen und Ganzen senkrecht zu den Abkühlungsflächen der Masseln.**)

Der allgemeine Charakter der Blattbildungen in den Drusenräumen ist nun etwa folgender. Zunächst stehen die einzelnen Blätter — einzelne bis zu 3 bis 6^{cm} lang — fächerförmig neben einander, gruppenweise einander durchkreuzend. Die Schnittlinien der einzelnen auf einander folgenden Blätter in einer Fächergruppe sind unter sich nicht parallel, sondern bilden ein Strahlenbündel. Es schiessen also die Fächergruppen von einzelnen Strahlungspunkten O, Fig. 1, aus durch einander. Die Fig. 1 stellt dies Verhältniss schematisch dar. Ich habe Brüche gefunden, bei denen bis zu 40 bis 50 Blätter von einem Strahlungspunkte ausliefen. Es ist nicht unwahrscheinlich, dass zwischen den Winkeln der einzelnen Strahlenbündel bestimmte Verhältnisse stattfinden; eine directe Messung und Feststellung derselben ist aber schwierig und nur dann ausführbar, wenn man zufällig einen glücklichen Bruch erhält. Die Stärke der einzelnen Blätter variirt von 0,1 bis 0^{mm},75. Der Rand der gut erhaltenen Blätter ist fast immer fein gezahnt. Diese Zähne rühren von aus dem Blatte frei hervorragenden, an sich auch wiederum fächerartig angeordneten, säulenförmigen Krystallen her, die zum Theil schon mit blossem Auge entdeckt werden können. Ferner zeigt die Blattfläche häufig ein gestreiftes Aussehen und ist ausserdem fast niemals frei von intensiven Anlauffarben. Die Streifen sind durchweg parallel angeordnet, gruppenweise gegen einander Winkel von nahezu 60° bildend.*) Häufig findet man auch solche Streifen, welche fächerförmig verlaufen und dann meistens in jene säulenförmigen Krystallenden übergehen.

Bei einer etwa 25fachen linearen Vergrösserung zeigen diese Streifungen die in den Fig. 2 und 3 wiedergegebenen Structuren. Fig. 2a lässt deutlich erkennen, wie diese Streifungen durch eine Aneinanderreihung von säulenförmigen Krystallen auf der Blattfläche entstanden zu sein scheinen. Die Enden dieser Krystalle treten aus der sie überziehenden, körnigen Oxydhaut in verschwommenen Umrissen hervor. Je zwei Streifen lassen eine schmale Furche zwischen sich, auf deren Grunde man Faltungen in dem körnigen Häutchen wahrnimmt, welche, im Allgemeinen den Krystallconturen folgend, deutlich veranschaulichen, wie das Häutchen vor den wachsenden Krystallen hergeschoben wurde; es war somit vor dem Erstarren schon im hautartigen Zusammenhange gebildet. Fig. 2b zeigt eine Partie, in welcher die Krystallenden mehr ausgesprochen hervortreten, während Fig. 3 ein schematisches Bild dieser Aneinanderreihungen giebt. Die einzelnen Krystallindividuen lagern sich in Winkeln von nahezu 30° und 60° zu den Parallelstreifungen des Blattes. In der Nähe von Durchwachsungen zweier Blätter werden die Krystallindividuen verschoben und verbogen, erscheinen unvollkommen ausgebildet und zersplittert. Die Fig. 4 giebt ein Bild von diesem Zustande. Bei den Durchwachsungen pflegt ausserdem der stumpfe Winkel (α Fig. 1) scharf ausgebildet, der spitze (β) hingegen ausgerundet zu sein.

Durch die vorsichtige Behandlung mit starker Säure (Salzsäure 1 : 3) — welche Behandlung nur den Zweck der Reinigung der Flächen von anhaftenden fremden Körpern verfolgt — werden die Conturen der gestreiften Figuren schärfer und klarer; die säulenförmigen Krystalle treten deutlicher hervor, obwol man ihre Kanten sehr selten durch die ganze Breite eines Streifens wird verfolgen können. Man sieht oftmals die Enden der Krystalle in Spitzen auslaufen, Fig. 5, die Oberfläche der Krystalle aber bedeckt mit mehr oder minder scharf ausgeprägten Querstreifungen oder mit anderen Figuren verschiedenartigen Verlaufens, Fig. 2b und 5. Diese Querstreifungen sind normal zur Längsaxe der Krystalle gerichtet. Es hat den Anschein, als ob diese Figuren zum Theil eine Folge der verschiedenen Verschiebungen und Faltungen des früher erwähnten Häutchens wären, zum Theil auch haben sie jedenfalls anderen Ursprung, wie aus Folgendem einleuchten wird.

*) Vergl. Dürre: „Constitution des Roheisens". Allgem. Hüttenkunde. Handb. f. d. Giessereibetrieb. — Ledebur: „Das Roheisen in Bezug auf seine Verwendung zur Eisengiesserei."

**) Vergl. Dürre: „Constitution u. s. w." S. 58.

*) Dürre: „Constitution u. s. w." S. 61 Anmkg. giebt den gleichen Winkel von 60° an.

Das Studium dieser Figuren, „Aetzfiguren", ist deswegen interessant und Aufklärung versprechend, weil auf den „Spaltflächen" und auf den Schliffflächen verschiedener Eisensorten ganz ähnliche, ja sogar gleiche Figuren auftreten. Am leichtesten sieht man diese in einer nur sehr schwachen Splitterung bestehenden Figuren bei einer linearen Vergrösserung von etwa 100 : 1, wenn man das Object etwas geneigt legt, jedoch so, dass nicht das volle Licht in das Gesichtsfeld reflectirt wird. Fig. 5 und 6 zeigen den Charakter der Aetzfiguren. Man vergleiche hiermit die Fig. 9, Taf. III im Januarheft. Im Uebrigen muss in Bezug auf diese Erscheinungen auf das Nachfolgende verwiesen werden.

Wenn man nachher den Krystallsplitter durch vorsichtiges Anlassen färbt, so kann man mit Leichtigkeit übersehen, dass ein Theil dieser Aetzfiguren die Anlauffarben schneller aufnimmt als ein anderer, und dass sich infolge davon Flecken verschiedener Färbung von der gleichmässig gefärbten Grundmasse loslösen. Im Allgemeinen hat es den Anschein, als ob diejenigen Partien, welche den Einwirkungen von Säuren am längsten widerstehen, die Anlauffarben weniger schnell auf einander folgend produciren und deshalb eine hellere Farbennüance — und diese fast ausnahmslos glänzender zeigen als die schneller angreifbaren Partien. Würde man annehmen, dass die Legirung zwischen reinem Eisen und dem Spiegeleisen (Fe und Fe_4C) + Cu u. s. w.*) beim Erstarren sich derartig constituirte, dass diese verschiedenen Verbindungen sich im Roheisen mechanisch neben und in einander lagern, würde man ausserdem diese Annahme auch auf den Blattkrystallkörper der Spiegeleisenlegirung übertragen, so würde sich ergeben, dass das kohlenstoffreichere „Spiegeleisen" Fe_4C, an sich den Säuren länger widerstehend, in helleren, glänzenden Partien auftritt als das reinere, schneller angreifbare „Eisen" Fe, welches die dunkleren Theile bildet.**) Die dunkleren Anlauffarben treten aber ausserdem auch noch in den tiefer gelegenen, darum im Ganzen dünneren Partien etwas frühzeitiger hervor als auf den höher gelegenen und dickeren. Dieser Umstand ist bei der Beurtheilung eines Objectes nach den vorhin gegebenen Gesichtspunkten zu berücksichtigen. Jedenfalls werden auch die Manganverbindungen des Eisens und der Kohle in ganz ähnlichen Verhältnissen im Spiegeleisen sich anordnen und ähnliche Erscheinungen hervorrufen, Erscheinungen, die wahrscheinlich zum Theil mit den vorhin erwähnten identisch sind, und deren Trennung von einander möglicherweise gelingen wird, wenn man das Verhalten der reinen Verbindungen z. B. Ferromangan (Mn_2Fe_3, Mn_2Fe und Mn_2Fe) + (6,2 bis 6,7 C)***), Eisen und Silicium u. s. w. näher studirt und mit dem hier Gefundenen vergleicht.*)

*) Vergl.: Ueber die Constitution d. Spiegeleisens: Dürre: Constitution u. s. w., S. 173.

**) Vergl.: Ueber die Löslichkeit der Eisensorten durch Säuren: Ledebur: „Berg- u. hüttenm. Zeitg.", 1877, S. 280.

***) Nach L. Troost und P. Hautefeuille „Naturforscher", 1875, S. 229.

In Bezug auf die Verwendung chemischer Reagentien habe ich mich bemüht, nach Analogie der Verwendung derselben bei mikroskopischen Untersuchungen auf dem Gebiete der Anatomie und der Botanik, solche Reagentien aufzufinden, die je ein verschiedenes Bild bei demselben Objecte hervorrufen, mithin auf die einzelnen Gemengtheile der Eisenlegirung verschiedenartige Wirkung haben. Diese Wirkungen könnten sowol einfach lösender, als auch färbender oder niederschlagbildender Natur sein, wenn sie nur sicher zum Ziele führen würden. Weitere vielseitige Versuche mit den verschiedenartigsten Reagentien haben nach dieser Richtung hin leider bislang nicht den gewünschten vollkommenen Erfolg gehabt. Jede Unterstützung in dieser Beziehung würde daher mit besonderem Danke aufgenommen werden müssen.

Einige weitere Erscheinungen, welche auf der Blattfläche der frei gebildeten Krystalle gefunden werden, übergehend, wende ich mich nunmehr zu den Erscheinungen auf den Spaltflächen.

Diese Spaltflächen lassen sich aus den meisten Spiegeleisensorten ohne grosse Mühe durch Zerschlagen herstellen, zeigen meistens ein silberweisses Aussehen und haben eine vollkommen polirte Fläche, welche allerdings immer von Rissen und Sprüngen bedeckt erscheint. An solchen Stellen, wo das Material zerklüftet war, die einzelnen Flächen also nicht absolut fest auf einander gelagert waren, wird man fast immer hellere Anlauffarben finden; ausserdem ist hier die mehr oder weniger polirte Oberfläche oft mit ähnlichen Streifungen bedeckt wie das Blattkrystall. Andere Theile haben wieder ein überaus glänzendes, geschupptes, stark schillerndes Aussehen.**)

Bei einer Vergrösserung von etwa 25 bis 50 : 1 bemerkt man auf den hellglänzenden, polirten, von zahlreichen Sprüngen bedeckten Stellen für gewöhnlich ein schuppiges Gefüge, wie es in Fig. 7 dargestellt ist. Aus der schematischen Darstellung Fig. 7b lässt sich die Detailanordnung genau erkennen. Es liegen sehr dünne, im Grossen unregelmässig begrenzte, schuppig angeordnete Täfelchen über einander, deren Ränder im Kleinen das Bestreben erkennen lassen, sich nach zwei auf einander senkrecht stehenden Richtungen auszubilden. Durch dieses Bestreben bekommt die ganze Fläche ein bestimmtes Gepräge, welches durch zu diesen Hauptrichtungen parallel angeordnete Streifungen einen noch strengeren Charakter erhält. Diese Streifungen treten als schwache Schattirungen oder Lichtreflexe in der polirten Fläche auf und deuten darauf hin, dass die Flächen nicht vollkommen eben sein können, sondern vielmehr eine leicht gewellte, dem in Fig. 7c gegebenen

*) Herr Ingenieur Schmidt in Oberhausen war so freundlich, mir eine in dieser Beziehung sehr interessante Collection zu übersenden, und behalte ich mir vor, auf den Gegenstand einmal specieller zurückzukommen.

**) Vergl. Januarheft, S. 13.

Schnitte entsprechende Oberfläche haben werden, und sind höchst wahrscheinlich Analogien zu den vorher erwähnten Querstreifungen der säulenförmigen Krystalle. Wo dieses schuppige Gefüge von einer Bruchfläche begrenzt ist, treten die einzelnen Lamellen mit ihren Enden etwa in der in Fig. 7a und b gegebenen Weise zu Tage. Nach mehreren an einer solchen Bruchfläche vorgenommenen Messungen lässt sich die Stärke der einzelnen Lamellen auf 0,001 bis 0^{mm},005 angeben. Der Bruch gewinnt mit blossem Auge betrachtet das Aussehen des „muscheligen Bruches“.

Eine Erscheinung, deren Wiedergabe durch genaue Zeichnung ungemein schwierig ist, ist das Auftreten der sogenannten „moos-, baum- oder farrnblattartigen Ausscheidungen“ *), Erscheinungen, die ein ausserordentlich zierliches Bild geben und oftmals eine bestimmte Tendenz zeigen, allmälig in geradlinige, rechtwinklig zu einander stehende Anordnung überzugehen. Es wurde versucht ein angenähertes Bild in den Fig. 8 bis 10 zu geben. Zu bemerken ist, dass diese Figuren stark an die federartigen Eisblumen auf den Fensterscheiben erinnern; dass die einzelnen Figuren in verschiedenen Ebenen unter einander liegend, oftmals den Eindruck eines Haufwerkes von solchen über einander geworfenen Federn machen. Man findet schon bei schwacher Vergrösserung die in Fig. 8c schematisch dargestellte fächerförmige Anordnung mit den charakteristischen Querstreifungen, welche, in der Figur als schwache Linien angedeutet, am deutlichsten bei schwacher Vergrösserung und bei nicht gar zu starker Neigung des Objectes auftreten. Fig. 6 zeigt einige Partien in grösserem Massstabe. Man wird leicht bemerken, dass ein gewisser Uebergang zu der vorab erwähnten Erscheinung, den schuppigen Blättchen, vorhanden ist. Dieser Uebergang ist bei einzelnen Spiegeleisensorten sehr deutlich und gut verfolgbar.

Ein fernerer Uebergang lässt sich auch aus der in Fig. 7b gegebenen schematischen Darstellung a priori vermuthen. Es ist dies der Uebergang der schuppigen Plättchen in längliche, tafelförmige, mehr oder minder dicke Krystallblätter. Diese Blätter zertheilen und zersplittern sich oft in kleinere säulenförmige Krystalle, die frei neben einander liegen, und bilden so den Uebergang zu einer Anhäufung und Nebeneinanderlagerung einzelner ausgeprägt säulenförmiger Krystalle rechteckigen Querschnittes, wie sie in Fig. 11 dargestellt wurden. Die freien Enden dieser Krystalle bilden nur äusserst selten scharfe Kanten, so dass eine Messung der Winkel wol nur selten und vereinzelt gelingen wird. Ein solches Ende mit einigermassen scharfen Kanten ist in Fig. 12 dargestellt. Es lässt sich vermuthen, dass der spitze Winkel angenähert 60° betragen wird (gemessen wurde derselbe bislang nicht), worauf auch schon die auf der betreffenden Fläche angegebenen „Aetzfiguren“ hinzudeuten scheinen.

Die säulenförmigen Spiegeleisenkrystalle zeigen nun fast stets mehr oder minder zahlreiche halbkugelförmige Höcker, „tropfenförmige Körner“ *). Diese Körner sind jedenfalls secundäre Bildungen, indem Fig. 12 ein abgebrochenes, von einem solchen Höcker umwachsenes und von der Spitze des zweiten getragenes Krystalltäfelchen zeigt, welches Vorkommen sich nur unter der gemachten Voraussetzung erklären lässt. Das Folgende wird diese Behauptung des Weiteren stützen.

Die Behauptung Dürre's **): „Die körnigen Ausscheidungen, die ich auf den Spiegeln selbst des vollkommen krystallisirten Spiegeleisens gesehen habe und welche einen entschieden rein metallischen Charakter zeigen, bestehen wahrscheinlich aus reinem Eisen ...“ erweist sich nach meiner Ueberzeugung als richtig, wenn man dieselbe nur auf eine bestimmte Kategorie dieser Erscheinungen ausdehnen will. Die Körner treten nämlich in zwei wesentlich von einander verschiedenen Modificationen auf, die einander äusserlich manchmal so sehr ähnlich sind, dass es selbst bei einiger Uebung schwierig ist, dieselben aus einander zu halten. Aus einer Vergleichung mit Fig. 15a, Taf. X, welche die zweite Art des Vorkommens darstellt, wird der verschiedenartige Charakter sofort einleuchten.

Die erstere Art dieser Bildungen, die „körnigen Ausscheidungen“ Dürre's, „warzenförmigen Ausscheidungen“ Ledebur's ***) zeigen nun, wenn man sie gleichsam von ihrem ersten Entstehen an bis zur vollkommensten Ausbildung verfolgt, etwa folgende Charaktere.

Es bilden sich zunächst da, wo die vorhin erwähnten schuppigen Täfelchen in die säulenförmigen Krystalle übergehen, die ersten Ansätze zu diesen „Körnern“, und diese nehmen mit fortschreitend vollkommener Ausbildung der Krystalle durchweg an Regelmässigkeit in der Anordnung zu, so dass überall da, wo diese regelmässig an einander gereihten Körner gesehen werden, unschwer auch die Krystallbildungen entdeckt werden können. Die Reihen der Körner sind mit wenigen Ausnahmen parallel angeordnet zu der Richtung der Krystalle. Schreitet die Krystallbildung der Art vor, dass die einzelnen Krystalle den tafelförmigen Habitus aufgeben und in säulenförmige übergehen, so wird das Auftreten der Körner im Allgemeinen seltener, aber die einzelnen Körner werden grösser und vollkommener ausgebildet, und man wird dann nicht schwer bei ihnen Formen entdecken können, wie sie in Fig. 11 und 12, Taf. IX, 13 und 14†), Taf. X dargestellt sind. Diese Figuren lassen erkennen, wie die anfangs runden Körner durch einen mehr oder weniger ausgeprägt pyramidenförmigen Zustand in die Anfangsstadien des „tannenbaumförmigen Krystalls“ ††) übergehen, und hierdurch

*) Dürre: „Allgem. Hüttenkunde“. S. 13.

*) Vergl. Januarheft S. 13. Fig. 2.

**) Dürre: „Constitution u. s. w.“, S. 174.

***) Ledebur: „Das Roheisen u. s. w.“, S. 7. Den Ausdruck „warzenförmig“ möchte ich eher für die zweite Art der Ausscheidungen beanspruchen, da diese Höcker in der That ein vorzüglich warzenartiges Aussehen zeigen.

†) Fig. 14 illustrirt gleichzeitig das früher (Januarheft S. 14) über den Bruch quer durch die Blattfläche Gesagte.

††) Vergl. Januarheft S. 14.

ist nach meiner Ueberzeugung die Ansicht Dürre's, dass diese „Körner" aus reinem Eisen bestehen, auf das Bestimmteste bestätigt, da u. A. Ledebur*) durch Analyse nachgewiesen, dass diese tannenbaumförmigen Krystalle fast nur reines Eisen und geringe Mengen von Graphit und andere fremde Beimengungen enthalten.

Es wird vielleicht noch gelingen, durch einen glücklichen Querschliff durch diese Gebilde einen genaueren Einblick in ihre speciellere Structur und Entstehungsweise zu erlangen. Von den nachstehend beschriebenen Vorkommnissen unterscheiden sich diese „Körner" der Regel nach dadurch, dass sie sich mit einer überaus glänzend polirten Oberfläche darstellen, während die folgende Erscheinung, die körnige Oxydhaut, in den Theilen, wo sie mit jenen „Körnern" äussere Aehnlichkeit hat, ein vorwiegend „warzenartiges" Aussehen mit mehr oder minder matter, oft silberweisser Oberfläche zeigt. Nicht selten werden Aulauffarben bemerkt, die bei den Körnern wegen der vielen Lichtreflexe wol kaum bestimmt zu erkennen sein dürften.

Diese „warzenartigen Ausscheidungen", kurz „Warzen", scheinen einen ganz anderen Ursprung zu haben, wie aus den Fig. 15 und 16 einleuchten wird. Nach meiner Ueberzeugung haben bei der Entstehung dieser Gebilde Gasentwickelungen aus dem Eisen heraus mitgewirkt. Fig. 16a zeigt die Details in den Conturen noch genauer, im Uebrigen etwas schematisirter Zeichnung. Man bemerkt in einer flachen, muldenförmigen Vertiefung mit aufgeworfenen Rändern einen tropfenförmigen, „warzenartigen" Körper β, während α als Vertiefung, ohne diesen Körper, scharfrandig und mit ebener Bodenfläche ausgebildet ist. Ich kann mir das Entstehen dieser Erscheinungen nur aus einer zähflüssigen Masse heraus durch Blasenbildung hervorgerufen denken, ein Vorgang, den Fig. 16b in schematischer Zeichnung veranschaulicht. Man sieht aus den sich gegenseitig entsprechenden Theilen α, β der Fig. a und b, wie diese Gasblasen bei α zerplatzten und durch Zurückfliessen der entstandenen Ränder in die noch zähflüssige Masse einen schwachen Wulst bilden, während die Blase β nicht mehr zum Zerplatzen gekommen ist und bei dem nachherigen Zusammensinken jene muldenförmige Vertiefung bildete. Fig. a bei γ bestätigt diese Ansicht insofern, als von zwei gleichzeitig entstandenen Blasen diejenige, welche am längsten ihren vollkommenen Zustand erhalten konnte, die Ränder der zuerst niedergegangenen verschieben muss. Ein Querschliff durch eine solche Blase, die beiläufig einen Durchmesser von etwa $0^{mm},05$ hat, würde diese feineren Charaktere vielleicht direct nachweisen. Aehnliche Charaktere zeigt ja auch die auf der erkaltenden Oberfläche der Herdgussstücke sich bildende Oxyddecke in grösserem Massstabe.

Die körnige Oxydhaut mit den warzenförmigen Ausscheidungen bedeckt gleichfalls, und zwar sehr häufig, die säulenförmigen Krystallbildungen; oft sogar in dem Masse, dass man die darunter liegenden Krystalle nicht mehr zu erkennen vermag. Die Warzen sind aber, wenn auch im Allgemeinen, in ähnlicher Weise regelmässig, so doch nur sehr vereinzelt in dem Grade regelmässig angeordnet wie die Körner.

Fig. 17 zeigt einen Krystallkörper bedeckt mit Körnern und Aetzfiguren in seinen natürlichen Anlauffarben. Bemerkenswerth ist, dass die tiefer liegenden Partien der Aetzfigur (zur Unterscheidung von den künstlich durch Anwendung von Säuren erzeugten als „natürliche Aetzfiguren" bezeichnet) fast durchweg dunklere, hier blaue Töne zeigen als die höher gelegenen Partien. Sollten die Anlauffarben abhängig sein von der Dicke der Oxydschicht? In welcher Beziehung stehen sie zu derselben überhaupt? Das sind zu lösende und, meiner Ansicht nach, durch das Mikroskop lösbare Fragen. Diese Aetzfiguren nehmen nun auf den vollkommen ausgebildeten Krystallflächen ganz bestimmte Charaktere an, indem sie Gruppen geradliniger Structur bilden mit dem bestimmten Bestreben, Winkel von (schätzungsweise) 90°, 60°, 30° und ausnahmsweise kleinere Winkel von etwa 15° zu produciren. Die Figuren 15d, 18 und 19 geben ein Bild von diesen Gebilden. Die Einzelanordnungen gehen aus Fig. 19 hervor. Die Linien selbst erscheinen ziemlich scharf ausgeprägt mit scharfen nur wenig zerfressenen Rändern. Sie stellen feine Furchen in der Ebene vor, welche bei mannigfaltiger Längenausdehnung eine Breite zwischen 0,001 und $0^{mm},01$ haben und deren Tiefe wol innerhalb derselben Grenzen liegen mag. Eine sehr häufig vorkommende Gestaltung ist die des Winkelhakens, welche vielleicht eine Vorandeutung bildet für die rhombischen Figuren, die schon etwas schwieriger zu finden sind. Man bemerkt ihr Dasein meistens erst nach längerem Suchen, an einer um ein Geringes tieferen Schattirung des Grundes gegen die Umgebung, an zwei sehr feinen schwarzen Linien, die sich zu einem Winkel vereinigen und an zwei scharfen Lichtkanten, welche die fehlenden Seiten des Rhombus ausmachen. Diese Gebilde sind ungemein flach. Eine weitere Erscheinung ist die gezeichnete treppenförmige Vertiefung, auch kommen noch vereinzelte runde Flecke von zerfressenem, körnigen Aussehen vor.

Einen ganz besonderen Charakter zeigen noch bei einigen Spiegeleisensorten unregelmässige Figuren mit lappenförmigen Ausläufen, welche häufig das Bestreben erkennen lassen, sich regelmässig anzuordnen und mehr oder weniger grüne, bronzeartig glänzende Farben zur Schau tragen. Fig. 20 stellt eine solche Figur vor, die sich hell bronzegrün von rein silberweissem Grunde abhebt. Diese Figur wird von zwei concentrischen Ringen eingeschlossen, von denen nur einer in der Fig. 20 dargestellt wurde. Die vorhin erwähnten Aetzfiguren umgeben das Ganze in einer kaum wiederzugebenden Regelmässigkeit. Es will fast erscheinen, wie wenn diese Figuren mit dem grösseren oder geringeren Mangangehalt des Spiegeleisens in Zusammenhang stehen. Wenigstens glaubte ich dieselben in Spiegeleisen von

*) „Berg- u. Hüttenm. Zeitg.", 1877, S. 278.

hohem Mangangehalt häufiger und regelmässiger ausgebildet gefunden zu haben. Dies müsste aber noch durch weitere Vergleiche bestätigt werden.

Wieviel noch auf diesem verhältnissmässig kleinen Gebiete zu untersuchen und festzustellen bleibt, wird aus dem Gesagten sicherlich erkannt worden sein, und ich lege es daher angesichts des grossen Gebietes und des gewaltigen Materials und in Erkennung der Wichtigkeit*) derartiger Untersuchungen für die Praxis und die Wissenschaft, meinen Fachgenossen noch einmal warm ans Herz. Jeder, der mit dem Mikroskop und der geringen Handgeschicklichkeit im Präpariren der Objecte sich vertraut gemacht haben wird, wird durch das sich Darbietende reichlich belohnt sein.

*) Vergl. auch Dürre: „Constitution."

Ueber Feuerungsroste.

Von Prof. Dr. **H. Meidinger.**

Im Anfange des Jahres 1877 hielt Herr Maschinenfabrikant Elsaesser in Mannheim in einer Sitzung des dortigen Bezirksvereines einen Vortrag über neuere Rostconstructionen, anknüpfend an eine Sammlung von Roststäben der in neuerer Zeit kekannt gewordenen Flachroste, die er vorgelegt hatte (1877, No. 6 d. W.). Derselbe hatte dann die Freundlichkeit, die Sammlung der permanenten Ausstellung der grossherzogl. Landes-Gewerbehalle in Carlsruhe zu Geschenk zu geben. Ich hatte schon bei Anlass jenes Vortrages die Gelegenheit zu einigen Bemerkungen wahrgenommen, die einen Abdruck in den Mittheilungen für den mittelrheinischen Fabrikantenverein gefunden haben, vor welchem Hr. Elsaesser das interessante Thema später gleichfalls behandelte. Das wiederholte Beschauen der Sammlung in natura eröffnete mir einige weitere Gesichtspunkte, unter welchen die Leistung der Roste zu betrachten ist, und ich glaube durch Mittheilung meiner Anschauungen zur Aufklärung in der für die Praxis so wichtigen und vielfach ventilirten Frage beitragen zu können.

Ich gebe erst eine kurze Beschreibung der Roste, was für Uebersicht und Vergleich sich als zweckmässig erweisen dürfte, wenn schon die meisten Roste dem Praktiker nicht unbekannt sein werden.

Die nachstehenden Holzschnitte geben in gleichem Massstabe 11 verschiedene Formen, und zwar in der Ansicht von oben, von der Langseite und in der Mitte von der Schmalseite.

Fig. 1

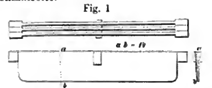
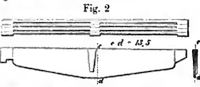


Fig. 1. Rost von Melch. Nolden in Frankfurt a. M. Die einfachst denkbare Form. Der Stab ist 86cm lang (Fugenlänge zwischen den Köpfen abgesehen von der Verdickung in der Mitte 78cm), besitzt der ganzen Länge nach die gleichmässige Höhe von 14cm. Er ist oben 10mm breit, unten 4mm, die Fuge hat 9mm. Das Charakteristische dieses Roststabes ist seine grosse und gleichmässige Höhe, bei verhältnissmässig geringer Dicke.

Das Muster ist von Holz, deshalb kann das Gewicht eines Stabes nur annähernd zu 6k,2 angegeben werden. Das Quadratmeter Rost würde ein Gewicht von 420k besitzen und eine freie Fläche von 0qm,41 lassen.

Fig. 2. Rost von O. Hillig in Berlin. Dem vorigen ähnlich, jedoch in der Mitte höher als an den Enden. Der Stab ist 89cm lang (Fugenlänge 80), in der Mitte 13cm,5, an den Enden 7cm,5 hoch, oben 8mm breit, unten 3mm, die Fuge oben 3mm. Das Charakteristische des Stabes ist seine sehr geringe Dicke, schmale Fuge und grosse Höhe.

Fig. 2



Das Gewicht eines Stabes ist 3k,76. Das Quadratmeter Rost besitzt ein Gewicht von 470k und hat 0qm,285 freie Fläche.

Ein im Holzmodell vorhandener weiterer Roststab von Hillig ist 60cm lang (Fugenlänge 52), hat eine grösste Höhe von 15cm (an den Enden 10), ist 6mm breit und hat gleichfalls 3mm Fuge.

Fig. 3

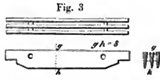


Fig. 3. Rost von Berninghaus in Duisburg. Der Stab ist 60cm lang (Fugenlänge ebenfalls 60), 7cm,8 bis auf die abgestumpften Ecken gleichmässig hoch, hat 7mm Breite und ebenso grosse Fuge. Drei Stück sind zu einem Packet mittelst eines Bolzens und dazwischen gelegter, ihre Spitze der Fuge zukehrender Trapeze vernietet. Das Charakteristische des Rostes besteht darin, dass derselbe aus Schmiedeeisen ist. Durch die Vereinigung mehrerer Stücke zu einem Packet wird die Fuge hergestellt und ist dem Werfen vorgebeugt; die Fuge ist der ganzen Stablänge nach offen.

Das Gewicht dreier Stäbe beträgt 6k. Das Gewicht des Quadratmeters ist 286k; die freie Fläche des Quadratmeters 0qm,5.

Nach einer Mittheilung in No. 14, 1877 d. W. wurden ähnliche schmiedeeiserne Roste zuerst von Belpaire in Belgien bei den dortigen Locomotiven angewandt. Die aus Walzeisen hergestellten Stäbe sollen

dort 6 bis 8^{cm} Höhe haben (je nach der Länge bis zu 80^{cm}), 5 bis 6^{mm} obere Breite und blos 3^{mm} Fuge.

Fig. 4

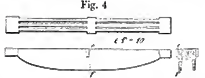


Fig. 4. Champagnerrost der Kühnle'schen Maschinenfabrik in Frankenthal. Drei in einem Stück zusammengegossene Stäbe, deren beide äussere 10^{cm} als grösste Höhe besitzen, während der mittlere nur 6^{cm} hat. Die Länge beträgt 70^{cm}. Die Breite eines Stabes ist 9, die Fuge 8^{cm}. Das Charakteristische der sogen. Champagnerroste liegt in der Vereinigung dreier Stäbe zu einem Gussstück, wodurch ein Verziehen nicht wohl eintreten kann, und das Gewicht verhältnissmässig vergrössert ist, so dass beim Schüren eine Lageveränderung kaum möglich ist, ferner in der kleineren Höhe des mittleren Stabes, von welch letzterem ich jedoch den Zweck nicht finden kann.

Das Gewicht dreier Stäbe beträgt $10^{k}.650$. Das Gewicht des Quadratmeters 266^{k}, die freie Fläche des Quadratmeters $0^{qm},425$.

Champagnerrost der Maschinenbau-Gesellschaft Carlsruhe. Kürzer, niedriger und leichter als der vorige. Länge 57^{cm} (Fuge 50); Stabbreite 7, Fuge 8^{mm}; grösste Höhe 6, kleinste 3^{cm}. Höhe des mittleren Stabes 3^{cm}. Die Lager der Köpfe sind wie bei Hillig, Fig. 2, geformt, doch springen die Stäbe etwas über den Zahn links vor, wie bei Fig. 5.

Gewicht dreier Stäbe $3^{k},1$. Das Quadratmeter Rost hat ein Gewicht von 120^{k} und eine freie Fläche von $0^{qm},45$.

Fig. 5

Fig. 5. Champagnerrost von Gebr. Schmalz in Offenbach. Noch kürzer als der vorhergehende. Stäbe 34^{cm} lang (Fuge auch 34). Die Stäbe sind hier alle gleichmässig hoch, die äusseren haben 5,3, die inneren 3^{cm} Höhe. Die obere Breite der Stäbe beträgt 7^{mm}, ebenso viel die Fuge.

Das Gewicht dreier zusammengegossener Stäbe beträgt $1^{k},83$. Das Quadratmeter Rost hat ein Gewicht von 126^{k} und eine freie Fläche von $0^{qm},463$.

Fig. 6

Fig. 6. Rost von Mehl in Augsburg. Der Stab hat $32^{cm},5$ Länge (offene Fuge 25,5), $7^{cm},5$ grösste Höhe, 6^{mm} obere Breite und 4^{mm} Fuge. Das Charakteristische des Rostes besteht in den kleinen dünnen Stäben und schmalen Luftfugen. Die Stäbe werden unverbunden eingesetzt.

Das Gewicht eines Stabes beträgt $0^{k},6$. Das Quadratmeter Rost hat ein Gewicht von 207^{k} und $0^{qm},36$ freie Fläche.

Fig. 7

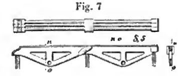


Fig. 7. Rost von Knoblauch. Der Stab hat eine Länge von $35^{cm},5$ (Fugenlänge 28); seine grösste Höhe ist $8^{cm},5$, seine Breite 7^{mm}, ebenso gross die Fuge. Das Charakteristische dieses Rostes besteht in seiner geringen Länge, dass er durchbrochen, gleich breit ist und dass die Stäbe durch eine Stange zusammengehalten werden, die durch ein unten befindliches Loch gesteckt ist; auch ist er nicht eben, sondern in der Mitte etwas vertieft, bei der Verbindung überdecken sich die Stäbe in eigenthümlicher Weise.

Das Gewicht eines Stabes beträgt $0^{k},64$. Das Quadratmeter hat ein Gewicht von 131^{k} und eine freie Fläche von $0^{qm},4$.

Fig. 8

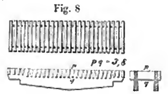


Fig. 8. Querstab-Rost von Gebr. Schmaltz in Offenbach (schon über 20 Jahre alt, früher von Hrn. Elsaesser angefertigt). Bei diesem Rost sind 28 Stäbe mittelst zweier Querstücke zu einem Gussstück vereinigt von $55 \times 14^{cm},5$ Fläche. Die Stäbe haben die geringe Höhe von $3^{cm},8$, je 3 an jedem Ende über dem Auflager sogar nur $2^{cm},5$. Die obere Breite der Stäbe ist 13^{mm}, die Fuge 7^{mm}. Das ganz Eigenthümliche an diesem Rost besteht darin, dass die Roststäbe nicht in der Richtung von vorn nach hinten, sondern von rechts nach links liegen. Infolge des grossen Gewichtes liegt der Rost fest auf, auch soll er sich schön eben halten. Die Schlacke lasse sich hier besser entfernen durch scheerenartiges Abstossen, während sie sich bei der gewöhnlichen Lage der Luftspalten leicht verkeile.

Ein Gussstück wiegt $15^{k},8$. Das Quadratmeter Rost besitzt ein Gewicht von 200^{k} und eine freie Fläche von $0^{qm},351$.

Fig. 9

Fig. 9. Der Moerth'sche Rost von Gebr. Gienanth in Eisenberg. Der Stab hat eine zickzackartige Form, ist $67^{cm},5$ lang (die Luftfuge 60); die gleichmässige Höhe beträgt 8^{cm}. Die breitere Fläche oben hat 18, die schmalere 6^{mm}. Die entstandenen Fugen haben 6×15 und 8×18^{mm} Weite. Unter jeder schmaleren Stelle hat der Stab ein 1^{cm} weites Loch. Je fünf Stäbe sind zu einem Stück zusammengenietet, um ein schweres stabiles, nicht leicht sich verziehendes Stück herzustellen.

Das Charakteristische des Rostes besteht in der Zickzackform, der Durchlöcherung und der Verbindung von fünf Stück. Durch die Form gedenkt man die Luft mehr vertheilt in den Brennstoff zuzuführen; die Durchlöcherung soll die Abkühlung durch die Luft vermehren.

Das Gewicht von fünf verbundenen Stäben beträgt $18^k,8$; 1 Quadratmeter Rost wiegt 235^k und hat $0^{qm},375$ freie Fläche.

Fig. 10

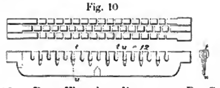


Fig. 10. Der Fletscher-Rost von R. Goll in Biberach. Der Stab hat 90^{cm} Länge (76 Fuge), 12^{cm} gleichmässige Höhe, $1^{mm},65$ obere Breite und 7^{mm} Fuge. Er besitzt 17 Einschnitte von 6^{mm} Breite, die 40^{mm} tief herunter gehen und unten sich birnenförmig bis zu 22^{mm} erweitern; dieselben laufen abwechselnd nach der einen und anderen Seite scharf aus. Der obere Theil des Stabes besteht somit aus einer Anzahl sich nach oben erweiternder Säulchen. Das Charakteristische des Rostes besteht nächst der Höhe der Stäbe in dieser Theilung, wodurch wie bei dem vorhergehenden eine vertheiltere Luftzuführung und eine etwas geneigte Richtung der Luft bewirkt werden sollen.

Der Stab wiegt $7^k,7$. Das Quadratmeter Rost besitzt ein Gewicht von $3^k,67$ und $0^{qm},332$ freie Fläche.

Fig. 11

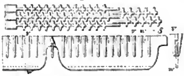


Fig. 11. Der Kessler'sche Rost von J. Asmus in Freiburg. (Dopp. Masst.) Der Stab hat eine Länge von 30^{cm} und gleichmässige Höhe von 8^{cm}. Von einer Breite lässt sich hier nicht mehr sprechen, da der obere Theil des Stabes in eine Anzahl (13) Sternsäulen zerlegt ist, indem derselbe ähnlich wie der Fletscher-Rost Quereinschnitte erhielt; die dadurch entstehenden Flachsäulchen aber mit nach unten sich verjüngenden Rippchen versehen sind, wodurch die Sternform entsteht. Die Einschnitte gehen abwechselnd 3 und 2^{cm} tief nach unten, nur ganz unten sich erweiternd. Der eigentliche Stab, abgesehen von den Querrippen, zeigt eine kaum merkliche Verjüngung nach unten, er ist oben 6, unten 4^{mm} breit. Die Sterne des einen Stabes gehen in die Lücken des anderen bei der Zusammensetzung des Rostes, und so entsteht die eigenthümliche Form der Rostfläche, wodurch die letztere wie siebartig durchbrochen erscheint. Die Fugen sind nach allen Richtungen 4^{mm} weit. Der Zweck, welcher mit dieser Anordnung verbunden ist, ist der gleiche wie beim Moerth-schen und Fletscher-Rost: die Luft soll möglichst vertheilt zugeführt werden.

Der Roststab wiegt 1^k. Das Quadratmeter besitzt ein Gewicht von 180^k und $0^{qm},43$ freie Fläche.

Für den besseren Vergleich stellen wir die Hauptverhältnisse der 12 Roste in der folgenden Tabelle übersichtlich zusammen.

	1 Quadratmeter Rost			Fugenbreite zwischen den Stäben	Obere Breite eines Stabes	Höhe eines Stabes	Gewicht eines Stückes
	Gewicht k	freie Fläche qm	ganze senkrechte Fläche qm	mm	mm	cm	k
1. Nolden	420	0,42	13,5	8	11	14	6,3
2. Hillig	470	0,285	17,1	3	8	13,5	3,76
3. Berninghaus ..	286	0,5	9,5	7	7	8	6
4. Champ. K. F. .	266	0,425	8,4	8	9	10 u. 6	10,65
Champ. Masch. C.	120	0,45	4,6	8	7	6 u. 3	3,1
5. Champ. Schmalz	126	0,463	5,9	7	7	5,3 u. 3	1,83
6. Mehl	207	0,36	7,5	4	6	7,4	0,6
7. Knoblauch ...	131	0,4	4,1	7	7	8,5	0,64
8. Querstab	200	0,354	4,9	7	13	3,8 u. 2,5	15,8
9. Moerth	235	0,375	6,0	$\frac{7}{12}$ u. $\frac{6}{12}$	18	8	18,8
10. Fletscher	367	0,332	8,7	7 u. 6	16,5	12	7,7
11. Kessler	180	0,43	9,0	4	6	8	1

Wir finden vor Allem in der ersten senkrechten Spalte einen ausserordentlichen Unterschied in dem Gewicht eines Quadratmeter Rost, fast bis zum Vierfachen schwankend. Das muss von vornherein sich auf den Preis eines Rostes von grossem Einfluss erweisen.

Ferner sehen wir, dass der Gesammtdurchlass für die Luft (freie Rostfläche) bei einem Quadratmeter Rost von 0,285 bis $0^{qm},5$, d. h. um das 1,7fache schwankt.

Die senkrechte Fläche bei einem Quadratmeter Rost schwankt um mehr als das Vierfache, von 4,1 bis 17,1.

Die Fugenbreite zwischen den Stäben geht von 3 bis 8^{mm}; die obere Breite der Stäbe selbst von 6 bis 18^{mm}; die Höhe eines Stabes von 3,5 (oder 2,5) bis 14^{cm}.

Endlich noch das Gewicht eines eingehängten Stückes, bald aus einem Stab, bald aus mehreren verbundenen Stäben bestehend, mit Rücksicht auf Stabilität, bewegt sich innerhalb der grossen Grenzen 0,6 bis $18^k,8$.

Eine Gruppirung der Roste nach allen ihren Eigenschaften ist nicht möglich, es lassen sich immer nur einige zusammenstellen nach gewissen Gleichartigkeiten, nach anderen Richtungen sind sie wieder anders zu ordnen.

Als besonders hohe Stäbe besitzend fallen auf die Roste von Nolden und Hillig; auch noch etwa von Fletscher. Sehr niedrige Stäbe haben die beiden Roste von Schmalz (No. 5 und 8) und der Rost der Maschinenbau-Gesellschaft Carlsruhe.

Weiterhin ist die geringe Fugenbreite bei Hillig, Mehl und Kessler bemerkenswerth.

Breite Stäbe mit breiten Fugen haben Fletscher, Moerth und der Schmalz'sche Querstab-Rost.

Eine eigenthümliche siebartige Fugenform, bedingt durch die obere Gestalt der Stäbe, haben die Roste von Moerth, Fletscher und Kessler.

Hillig hat die kleinste Gesammtfuge bei grösstem Gewicht; darauf folgt Fletscher nach beiden Richtungen; aber ersterer hat dabei schmale, letzterer breite

Einzelfugen. Mehl und der Querstab-Rost, die zunächst kommen mit kleiner Gesammtfuge, haben jedoch ein sehr geringes Gewicht und ebenfalls wieder ganz verschiedene Einzelfugen. Berninghaus mit der grössten Gesammtfuge und breiter Einzelfuge steht seinem Gewichte nach in der Mitte.

Man sieht hiernach, dass ein Parallellaufen verschiedener Eigenschaften durchaus nicht oder doch nur zufällig stattfindet. Es ist kein allgemeines Princip, nach welchem die beabsichtigten Verbesserungen vorgenommen werden; der eine sucht solche auf diesem, der andere auf jenem Wege zu erzielen. Die Abweichungen von der gebräuchlichen Rostform bewegen sich in den folgenden Richtungen:

1) Man sucht sehr hohe Stäbe herzustellen;
2) man sucht die Stäbe und die Fugen schmal zu machen;
3) man sucht grosse Gesammtfuge zu bilden;
4) man sucht durch Einschnitte in den oberen Theil der Stäbe die Luft mehr vertheilt zuzuführen;
5) einzelne vermindern das Gewicht eines Roststückes bis auf das Aeusserste, andere suchen es wieder möglichst gross zu machen;
6) durch Anwendung von Schmiedeeisen statt Guss sucht man den Rost dauerhafter zu machen.

Für all die genannten Modificationen wissen ihre Urheber eine Reihe von Vortheilen namhaft zu machen, insbesondere erhebliche Brennstoffersparniss zu versprechen, und dabei muss es nur auffallen, dass einzelne der Vortheile zum Theil mit entgegengesetzten weiteren Mitteln erreicht zu werden suchen. So z. B. findet man bei schmaler Einzelfuge die Gesammtfuge sowol gross wie klein, die Stäbe hoch und niedrig, leicht und schwer; grosse Gesammtfuge ist mit schmaler wie breiter Einzelfuge verbunden. Im Gegensatz zu den Behauptungen ihrer Erfinder hört man nun aber auch, allerdings mehr privat und mündlich, dass dieser und dann wieder der und jener Rost seine Mängel im praktischen Betriebe gezeigt habe, dass er vorsichtig behandelt werden müsse, dass er nur für besondere Sorten Kohlen geeignet sei, dass er leicht verschlacke, leicht durchbrenne. Genug, forscht man aufmerksam nach, so kann man über die meisten Roste ebenso viel Gutes wie Schlimmes einsammeln und man ist geneigt zu glauben, dass der alte einfache Stabrost doch auch nicht so ganz verwerflich sei.

Ein Urtheil über den Werth der vorgenommenen Veränderungen werden wir uns bilden können, wenn wir die Bedingungen, die der Rost zu erfüllen hat, einer kurzen Untersuchung unterziehen. Es lassen sich deren vier namhaft machen:

a) der Rost muss die genügende Menge Luft durchlassen,
b) er darf nicht zu viel Kohle zwischen den Fugen durchfallen lassen,
c) er muss eine leichte Reinigung gestatten,
d) er muss Dauer besitzen, d. h. er soll sich nicht verziehen und nicht schmelzen oder verbrennen.

a) Um dieser Bedingung zu genügen, geht man so weit, dass die freie Fläche die Hälfte der ganzen Rostfläche erreicht. Man ist der Ansicht, die Roststäbe setzten dem Durchgang der Luft einen erheblichen Widerstand entgegen, und will deshalb das Material derselben möglichst verringern. Diese Annahme ist doch wol nur in sehr beschränktem Grade richtig. Der Brennstoff über dem Rost von mehr oder weniger hoher Lage verengt den Gesammtdurchlass für die Luft an sich ganz bedeutend. Weiter ist zu beachten, dass die Luft bei der Verbrennung innerhalb des Brennstoffs sehr stark ausgedehnt wird, gewiss auf das Drei- bis Vierfache ihres ursprünglichen Volumens. Dies wirkt sowol vorwie rückwärts, vorwärts die Geschwindigkeit der Luft vermehrend, rückwärts dieselbe vermindernd, gewissermassen stauend, gerade so als wäre der Durchlass für die Luft innerhalb des Brennstoffs verengert worden. Berücksichtigt man beides zusammen, so muss man den Schluss ziehen, dass eine Gesammtfuge von der Hälfte der Rostfläche viel zu gross gemessen ist, dass man damit gewiss ohne Bedenken bis zu ein Viertel wird hinuntergehen können. Wirklich erreicht auch ein Rost (der von Hillig) beinahe diesen Werth, einige andere stehen nicht viel weiter davon, und damit hat die Praxis bereits wol entschieden. Es wird allerdings durch den über der Fuge liegenden Brennstoff deren Oeffnung noch verkleinert, so dass der Gesammtdurchlass für die Luft nicht der freien Rostfläche entspricht. Bei der so unregelmässigen Form der Stücke, wo nicht Fläche an Fläche sich auf den Rost legt, sondern vielfach Ecken und Kanten, macht die Bedeckung der Fuge jedoch nicht so viel aus, zumal wenn man berücksichtigt, das die über der Fuge liegenden Stücke von der auftreffenden Luft ausgehöhlt werden müssen, so dass ein freierer Austritt aus der Fuge rasch erfolgt; auch sind die gerade auf dem Rost liegenden Kohlen (Coks) zumeist porös, so dass die Luft in dieselben eintritt und sie auch im Inneren verbrennt. Vielleicht, dass bei kleinstückigen anthracitartigen Kohlen, die viele ebene Flächen haben, wie die Kohlscheider, eine etwas grössere freie Röstfläche geboten erscheint; doch müssen gerade solche in hoher Schicht gebrannt werden, wodurch sich der Widerstand für die Luft innerhalb deren Masse so vermehrt, dass auch wieder eine kleinere Fugenöffnung genügt.

Es scheinen bis jetzt keine exacten vergleichenden Versuche angestellt zu sein, wenigstens nicht vorzuliegen, wie weit man in der Verengung des Gesammtdurchlasses des Rostes gehen kann. Die Versuche wären sehr einfach und ohne nennenswerthe Kosten anzustellen. Man dürfte nur die Hälfte eines im Gebrauche befindlichen Rostes, der von zwei Thüren aus bedient wird, mit Roststäben anderer Form, die eine geringere freie Fläche geben, belegen und beobachten, wie viel Kohle darauf verbrannt wird und welches Licht bezw. Helligkeit die Flamme besitzt im Vergleich zu dem Rost auf der anderen Hälfte. Man würde dermassen die Grenzen des Durchlasses finden, bei welcher die Verbrennung geschwächt zu werden beginnt.

Ein enger Durchlass dürfte übrigens mit Rücksicht auf Nutzeffect, d. h. Wärmeausnutzung einem weiten vorzuziehen sein. Ein Rost bleibt nicht immer gleichmässig mit dem Brennstoff bedeckt; da wo der letztere niedriger liegt oder wo der Rost ganz davon entblösst ist, wird ein Ueberschuss von Luft einströmen, der auf die Temperatur der weiterziehenden Verbrennungsproducte abkühlend wirkt und damit die Wärmeabgabe auf Kessel u. s. w. etwas vermindert, nebenbei auch die Entwickelung der Wärme schwächt, da weniger Luft durch den übrigen Brennstoff strömt. Durch einen grossen Durchlass kann mehr Luft ziehen als durch einen kleinen, sofern der Brennstoff keinen Widerstand entgegensetzt, und somit wird ersterer mehr abkühlend wirken und grössere Wärmeverluste bedingen als letzterer. Auch noch das Folgende ist geltend zu machen. Der auf dem Roste liegende glühende Brennstoff strahlt immer Wärme nach unten; dieselbe geht grösstentheils verloren, da sie sich weiter in der Erde verbreitet. Die Stärke der Ausstrahlung steht im Verhältniss der freien Rostfläche; durch Verkleinerung derselben wird somit der Wärmeverlust geringer.

Wenn ein genügend grosser Gesammtdurchlass als erstes Erforderniss eines Rostes hingestellt wird, so geschieht dies nicht nur mit Rücksicht auf eine starke Verbrennung, sondern insbesondere auch auf eine vollkommene, bezw. beste Verbrennung. Die beste Verbrennung, d. h. solche bei vollständiger Umwandlung des Brennstoffs in Kohlensäure und Wasserdampf mit geringstem Sauerstoffüberschuss ist bedingt durch die Schichthöhe des Brennstoffs bei gegebener Zugstärke (Menge der in der Zeiteinheit durch die Brennstoff-Flächeneinheit strömenden Luft). Kann die Luft den Brennstoff doppelt so rasch durchströmen, so muss der Brennstoff beiläufig doppelte Schichthöhe besitzen, damit kein Ueberschuss abkühlender Luft in die Verbrennungsproducte gelange. Würde man hingegen bei schwachem Zug hohe Schicht führen, so bliebe die Verbrennung unvollkommen, in dem Verbrennungsproducte befänden sich noch unverbrannte Theile. Schwacher Zug kann entstehen sowol bei für die gegebenen Verhältnisse zu niedrigem Kamin oder wenn dessen Canal durch die Klappe verengt wird, wie wenn rückwärts die Luft verhindert wird, zu dem Brennstoff zu gelangen. Das letztere kann geschehen sowol durch Zustellen von Thüren am Aschenkasten, wie bei zu engem Durchlass im Rost. Bei zu kleiner freier Rostfläche ist somit die Wärmeentwickelung schwach, und darf für vollständige Verbrennung die Brennstoffschicht nicht hoch sein. Es ist übrigens nicht unwahrscheinlich, dass die Grösse der freien Rostfläche in gewissem Verhältniss zu der Kaminhöhe, d. h. zu der Geschwindigkeit steht, mit welcher die Luft den Brennstoff durchströmt, und zwar in einem umgekehrten. Bei starkem Zug muss die Brennstoffschicht höher sein, die Luft erfährt somit grössere Widerstände beim Durchströmen des Brennstoffs als bei schwachem Zug und niedriger Schicht, somit kann man wol auch im ersteren Falle die Gesammt-Rostfuge etwas kleiner halten. In einer späteren Abhandlung wird gezeigt werden, dass gasarme Brennstoffe für beste Verbrennung eine höhere Brennstoffschicht verlangen als gasreiche; letztere werden somit eine grössere freie Rostfläche beanspruchen als erstere. Kleine Stücke legen sich dichter an einander als grosse und setzen dem Durchgange der Luft grösseren Widerstand entgegen als jene. Für beste Verbrennung muss jedoch eine höhere Lage grossstückigen Brennstoffs angewendet werden: damit mag sich die Wirkung ausgleichen, und deshalb die Stückgrösse als ohne Einfluss auf die freie Rostfläche angesehen werden.

Manche Constructeure glauben, die einfache Fuge genüge nicht, damit die Luft den Brennstoff allseitig treffe oder durchdringe, und sind dadurch auf die eigenthümliche siebartige Rostform geführt worden, wie sie die Fig. 9, 10 und 11 zeigen, wobei die Luft mehr vertheilt aus dem Roste strömen soll. Es lässt sich jedoch nicht erwarten, dass dadurch die Verbrennung irgend wie verbessert werde. Sobald die Luft durch die Fuge dringend auf die Kohlenstücke trifft, breitet sie sich nach rechts und links aus und gelangt so auch zu den seitlich über der Stabfläche liegenden Stücken; ausserdem findet auch noch durch Diffusion ein Durchdringen der frisch zufliessenden Luft und der etwa ausserhalb der Hauptströmung befindlichen, mehr ruhenden Gase statt, wodurch alle auf dem Rost liegenden Kohlentheilchen verbrennen müssen, wenn auch vielleicht die unmittelbar auf der Stabfläche etwas weniger rasch als die übrigen.

Eine Brennstoffersparniss lässt sich aus der vertheilteren Luftzuführung physikalisch nicht ableiten.

b) und c) Der Bedingung, dass nicht zu viele Kohlen unverbrannt zwischen den Rostfugen durchfallen, wird dadurch entsprochen, dass man die Fugen eng macht. Einige Constructeure sind hier sehr weit gegangen. Hillig macht die Fugen blos 3^{mm} breit. Die Frage ist nur, wie es sich dann mit dem Abgang der Asche verhält. So weit dieselbe pulverig ist, fällt sie gewiss auch durch enge Fugen hindurch. Schieferstücke bleiben allerdings zurück, zum grossen Theil jedoch auch bei breiteren Fugen. Hillig giebt an, dass wenn man seine Stäbe nicht ganz dicht zusammensetze, man die Asche dadurch leicht zu Falle bringen könne, dass man mit dem Feuerhaken einige Mal quer über den Rost fährt und dadurch die Stäbe in schwingende Bewegung versetzt. Die zusammengeschmolzene Asche, Schlacke, bleibt bei breiten wie engen Fugen über dem Rost, bei breiten kann sie jedoch leichter zwischen die Stäbe hineinfliessen und sich festkeilen als bei engen, da sie eben doch nur mässig weich wird. Enge Fugen werden wol auch bei backender Kohle den Vorzug besitzen, da sie bei deren Erweichen das Eindringen ebenso wie bei der Schlacke mehr verhindern. Bei oberflächlich durchbrochenen Stäben wird die Entfernung der eingedrungenen Schlacke mehr Schwierigkeit verursachen als beim geraden vollen Stab, bezw. bei einfacher Schlitzfuge. Kurze und leichte Stäbe werden beim Schlackeabstossen eher herausgerissen als lange und schwere. Einzelstäbe gestatten die Entfernung tief ein-

gedrungener Schlacke besser als verbundene, da der Einzelstab sich für sich lüften lässt.

d) Ein Rost wird um so grössere Dauer besitzen, je niedriger die Temperatur ist, in welcher er erhalten bleiben kann. Auf die Oberfläche wirkt nun immer eine hohe Glühhitze ein; derselben kann an sich das Eisen nicht Widerstand leisten. Gusseisen schmilzt in derselben, Schmiedeeisen erweicht und oxydirt sich rasch. Würden wir uns als Rost nur dünne Schienen von Eisen denken, so wären dieselben in kürzester Zeit vernichtet. Die Ausdehnung der Schiene nach unten, die Herstellung eines hohen Stabes verlängert die Dauer. Die Wärme zieht von der Auflagefläche des Brennstoffs nach unten und bringt damit den ganzen Stab in hohe Temperatur. Würde sie daraus nun nicht entfernt, so käme nach einiger Zeit der ganze Stab in Gluth und fiele baldiger Zerstörung anheim. Zwei Umstände wirken auf den Wärmeverlust des Stabes ein. Erstens die Ausstrahlung nach unten, nach dem Boden des Aschenbehälters; die Grösse dieser Wirkung hängt von der Temperatur des Bodens ab, sie ist um so grösser, je niedriger die Temperatur. Tiefe Aschenbehälter befördern die Wirkung, niedrige vermindern sie; in letzterem Falle lässt sich durch Unterstellen von Gefässen mit Wasser, das sich nur bis zu 100° C. erwärmen kann, die Ausstrahlung vergrössern. Zum zweiten wird dem Stabe Wärme durch die vorbeiströmende Luft entzogen. Diese Wirkung hängt von der Zahl der Berührungspunkte zwischen Stab und Luft ab, somit von der Höhe des Stabes. Ein hoher Stab erwärmt die Luft mehr als ein niedriger; ein hoher Stab wird somit weniger heiss als ein niedriger; ein hoher Stab ist folglich haltbarer als ein niedriger.

Die Bedingungen für die Erhitzung des Stabes sind nun seiner ganzen Länge nach die gleichen; überall wird dieselbe Menge von Wärme über demselben erzeugt, er wird sonach auch überall in die gleiche Temperatur gelangen. Um den Stab an allen Theilen gleichmässig abzukühlen, wird man demselben somit eine gleiche Höhe zu geben haben. Die Erhöhung allein in der Mitte und Verjüngung nach den Enden ist nicht zweckentsprechend, Rücksichten der Festigkeit gebieten diese Ausführung am allerwenigsten, da auf Tragkraft der Rost kaum in Anspruch genommen wird. Einige der beschriebenen Roste haben in dieser Hinsicht richtige Form. Am wirksamsten werden im Uebrigen diejenigen von grösster Höhe sein. Der Nolden'sche Rost darf in der Collection mit Rücksicht auf grosse und gleichmässige Höhe als rationellster angesehen werden, demselben nahe steht der Rost von Hillig, der nur wegen seiner Verjüngung nach den Enden weniger richtig erscheint.

Wie weit man in der Höhes des Roststabes noch mit Vortheil gehen kann, lässt sich nur experimentell ausfindig machen. Möglich, dass mit 15cm die Grenze bereits erreicht ist. Ein noch so hoher Stab wird jedoch unter Umständen nicht vor dem Abschmelzen oder dem Verbrennen der unmittelbaren Auflagefläche schützen können. Die Wärme schreitet eben doch nur mit einer gewissen Geschwindigkeit durch Leitung in dem Metall vorwärts. Die jeweilige Temperatur an der Oberfläche des Stabes hängt von der Menge von Wärme ab, die durch die Verbrennung daselbst erzeugt und in ihn übergeführt wird, sowie von der Schnelligkeit, mit welcher diese Wärme nach unten abgeleitet, bezw. durch die vorbeiziehende Luft und durch Ausstrahlung nach dem Boden entzogen werden kann. Es wird sich stets ein Gleichgewicht herstellen, aber bei immer höherer Temperatur an der Auflagefläche des Brennstoffs, je mehr Wärme daselbst zur Entwickelung kommt. Immer wird jedoch ein genügend hoher Stab unten dunkel und unnachgiebig bleiben und somit die Form des Stabes erhalten, auch wenn derselbe oben in starkes Glühen gelangen sollte.

Die Locomotiven der badischen Eisenbahnen hatten früher Roste von niedrigen und dicken schmiedeeisernen Stäben. Ende des vorigen Jahrzehntes machte der gegenwärtige Vorstand der Eisenbahn-Hauptwerkstätte, Hr. Ober-Maschinenmeister Esser in Heidelberg, Versuche mit hohen Gussstäben, die sich von solchem Erfolg erwiesen, dass jetzt die Roste bei allen nahe 400 Locomotiven des Landes so ausgeführt werden. Die Stäbe erhalten jetzt eine Länge von 83 und 127cm und gleichmässige Höhe von dort 13, hier 16cm. Sie sind 12mm oben breit, unten 5mm, ebenso hat die Fuge 12mm. Dieselben werden in der Eisengiesserei von V. Hefft in Heidelberg angefertigt. Die Stäbe halten sich in der Regel über ein Jahr; sie nehmen jedoch bei der grossen Hitze im Feuerkasten infolge der intensiven Verbrennung bei hoher Brennstoffschicht von oben nach unten bis zu mehreren Centimetern ab, sei es durch Abschmelzen oder durch Verbrennen, wobei übrigens die Fuge immer gleich offen bleibt, also an den Seitenflächen keine etwa abgeschmolzenen Theilchen sich ansetzen.

Wenn derartig hohe Stäbe einer Abnutzung durch die Einwirkung starker Hitze unterworfen sind, so lässt sich erwarten, dass niedrige Stäbe hier sehr rasch der Zerstörung anheimfallen würden. Alles, was das Stabmaterial unterhalb der Auflagefläche des Brennstoffs schwächt, muss als schädlich bezeichnet werden; die Durchlochung des Stabes, um denselben durch Luftumspülung kühler zu erhalten, verfehlt nicht blos vollständig ihren Zweck, sondern wirkt gerade in entgegengesetzter Weise, indem sie durch Zerstörung des materiellen Zusammenhanges die Ableitung der Wärme nach unten verhindert und die Berührungsfläche der Luft mit dem Eisen vermindert. Wenn gleichwohl solche Roste Eingang in die Praxis gefunden und sich bewährt haben, so beweist dies nur, dass die Bedingungen der Entstehung höchster Temperaturen über der Rostfläche nicht überall vorhanden sind. Nicht blos verhalten sich die verschiedenen Brennstoffe in dieser Hinsicht ganz ungleich, sondern auch der Betrieb ist von grossem Einfluss. Die sehr gasreichen Brennstoffe, wie namentlich Holz, bringen die Wärme vorzugsweise in

einer langen Flamme, entfernt vom Roste zur Entwickelung; auf dem Rost brennt nur wenig Kohle, die Temperatur ist infolge dessen hier verhältnissmässig niedrig. Holzfeuer wird wol auch ganz schwache Roste nicht zum Schmelzen bringen. Aehnlich verhalten sich Torf, Braunkohle, auch bei den jüngeren Steinkohlen bleibt die Temperatur noch mässig. Coks, als den grössten Gegensatz bildend, erzeugen die Wärme jedoch fast ganz innerhalb ihrer Masse selbst; daher denn die grosse Gluth im Herde, die auf den Rost zerstörend rückwirken muss. Aber auch die Art des Betriebes bei demselben Brennstoff modificirt die Herdgluth. Das giebt sich ganz offenbar bei der Locomotivfeuerung zu erkennen. Je stärker der Zug, um so höher die Brennstoffschicht für richtige Verbrennung; oder je kleiner der Feuerherd, um so stärker muss der Zug sein für eine bestimmte Wärmeentwickelung, und um so höher muss der Brennstoff geführt werden. Die in dem Brennstoff selbst entwickelte Wärme ist dann bedeutend vermehrt, somit auch die Ableitung nach dem Roste eine grössere.

Es lässt sich nach dem Vorhergehenden im Allgemeinen sagen: Kohlenstoffreiche Brennstoffe und hohe Kamine (abgesehen von der Locomotivfeuerung) wirken mehr zerstörend auf den Rost ein als gasreiche Brennstoffe und niedrige Kamine. Je nach Umständen werden deshalb auch die leichtesten Roste lange Dauer zeigen können. Aber für alle Fälle können sie nicht dienen. Allgemein verwendbar sind nur die schweren hohen Roste.

Oekonomische Wirkungen der Roste. Bestehen solche mit Rücksicht auf die Nutzbarmachung der durch die Verbrennung entwickelten Wärme? Unleugbar, wenn auch nicht gerade in dem Sinne, wie die Erfinder neuer Rostformen oft behaupten. Wir sehen ab von dem Brennstoffverlust, der bei zu weiten Rostfugen infolge Durchfallens unverbrannter Theilchen entsteht. Wir haben aber bereits gefunden, dass bei weiten Fugen die Ausstrahlung der Wärme der glühenden Kohlen nach dem Boden des Aschenkastens grösser ist als bei schmalen Fugen, sowie auch das Durchströmen abkühlender Luft bei Entblössung von Brennstoff. Indem wir auch deshalb schmalen Fugen (abgesehen von dem verringerten Durchfallen unverbrannter Theilchen) den Vorzug ertheilen müssten, gaben wir damit schon zu erkennen, dass der Rost durch seine Gegenwart an sich Wärmeverluste vermindert. Er ist unten immer weniger heiss als der glühende Brennstoff auf demselben, deshalb Temperaturdifferenz und Wärmestrahlung nach dem Boden kleiner. Wenn der Rost aber nicht anderweitig noch Wärme verlöre, so würde er auch unten allmälig in die Glühhitze gelangen, und dann der hohe wie niedrige Stab gleichviel Wärme nach unten strahlen. Durch die vorbeiziehende Luft wird nun dem Rost dauernd alle die Wärme entzogen, die seine Temperatur weiter zu erhöhen sucht. In dieser Speiseluft wird die Wärme in den Brennstoff eingeführt und solchermassen wieder gewonnen. Der Rost wirkt also in der Weise, dass er die nach dem Aschenbehälter ausgestrahlte Wärme vermindert, indem er sie durch seine feste Masse hindurch in die Luft und von da wieder über den Rost gelangen lässt.

Diese Wirkung des Rostes hängt von der Grösse seiner ganzen senkrechten Fläche ab, somit ganz wesentlich von der Höhe der Stäbe. Die Herstellung von Rosten mit zahlreichen hohen schmalen Stäben und schmalen Fugen, nach Hillig, muss als durchaus rationell, der ökonomischen Wirkung der Roste am meisten entsprechend angesehen werden.

Ueber die mögliche Grösse der Nutzwirkung eines Rostes kann man sich folgendermassen Rechenschaft geben. Angenommen 1^k Kohle bedarf für vollständige Verbrennung zu Kohlensäure und Wasser 24^k Luft (Verbrennung bei doppelter Luftmenge). Da die specifische Wärme der Luft beiläufig $1/4$ ist, so erwärmen sich 24^k in derselben Weise wie 6^k Wasser. Nehmen wir nun an, durch die Wirkung des Rostes würde die Speiseluft um 100° C. erwärmt. Dieselbe hat dann 600^c aufgenommen, was, den calorimetrischen Effect der Kohle zu 7000 angenommen, 8,6 pCt. der entwickelten Wärme ausmacht. Werden bei gutem Zug pro Quadratmeter Rostfläche in der Stunde 100^k Steinkohle verbrannt, so bedarf jedes Kilogramm 1^{qdm}, das entspricht fast genau einem Roststab von Hillig. Die Fläche desselben, an welcher die Luft vorbeiströmt, ist $0^{qm},17$. Die Annahme, dass die an einer so grossen Fläche, die sich in einer mittleren Temperatur von gewiss mehreren Hundert Grad befindet, in der Stunde vorbeistreichende Luft von 24^k sich bis zu 100° C. erwärmen könne, hat nichts Unwahrscheinliches. Sei die Erwärmung der Luft nun auch eine geringere, so bleibt immerhin ein nicht ganz unbedeutender Wärmegewinn durch die Rostwirkung übrig, der übrigens um so geringer ist, je kleiner die senkrechte Gesammtoberfläche des Rostes. Die dritte Zahlenspalte giebt die Reihenfolge an, in welcher die verschiedenen Roste in Hinblick auf diese ihre ökonomische Wirkung stehen, allerdings nicht das directe Verhältniss, da die Wärmeabgabe an die Luft in geringerem Grade zunimmt als die Oberfläche der Roste. Die Grösse des Wärmegewinns bei verschiedenen Rosten liesse sich experimentell durch unterhalb der Roste aufgestellte Gefässe mit Wasser ausfindig machen. Der eine Rost wird das Wasser in gewisser Zeit mehr erwärmen als der andere; man findet auf diese Weise für die ganze unterhalb des Rostes bestrahlte Fläche eine Anzahl Wärmeeinheiten, deren Differenz die ökonomische Wirkung des weniger ausstrahlenden Rostes direct anzeigt.

Die in diesem Abschnitt angestellte Untersuchung kann sich nur beziehen auf Feuerungen ausserhalb des zu heizenden Objectes, im Hinblick auf Kesselheizungen auf solche unterhalb des Kessels. Bei Innenfeuerungen dringt die gesammte nach unten gestrahlte Wärme durch die Kesselwand in das Wasser und wird auf diese Weise vollständig gewonnen. Die Form des Rostes bleibt dabei ohne Einfluss. Eine starke Unterstrahlung erscheint hier sogar vortheilhaft, weil die derartig dem

Brennstoff entzogene Wärme nicht späterhin Heizfläche in Anspruch nimmt. Die niedergefallene Asche muss nur oft herausgezogen werden, da sie als schlechter Wärmeleiter den Durchgang der Wärme hindert. —

Noch einige Erfahrungen der Praxis.

Die bei unserer Untersuchung als besonders zweckmässig gefundenen hohen Stäbe müssen aus einem guten Eisen hergestellt werden, wenn sie Stand halten sollen; leichtflüssiges graues und phosphorhaltiges Eisen ist zu vermeiden, ebenso ist auf gute Kühlung zu sehen, wenn die Stäbe im Feuer nicht springen sollen, da eben ihre Temperatur oben und unten eine sehr verschiedene ist.

Sehr dünne Hochstäbe sind aus rein äusserlichen Gründen in manchen Fällen nicht zu gebrauchen; so haben sich dieselben bei den badischen Locomotiven aus dem Grunde nicht anwendbar gezeigt, weil der ganze Rost beim Reinigen der Feuerung täglich herausgenommen wird und dabei die dünnen Stäbe, unvorsichtig bei Seite gelegt oder vielmehr fallen gelassen, zerbrechen. Die Stäbe von 12^{mm} Breite oben zeigen sich dauerhaft.

Die Verdickungen der Stäbe in der Mitte, welche das Aneinanderlegen der Stäbe verhindern und die richtige Fugenweite wahren sollen, soll man nicht, wie es zumeist geschieht, oben breit machen, sondern spitz zulaufen und etwas unterhalb der Oberfläche des Stabes endigen lassen, wie es bei dem Schmiederost von Berninghaus der Fall ist, weil dann die ganze Fuge dem Austritt der Luft offen ist. Die Verdickung hat häufig gerade die umgekehrte Form und geht bei allen bis jetzt ausgeführten Gussstäben, wenigstens unserer Sammlung, bis oben, dadurch die Fugenöffnung theilweise verschliessend. Unter solchen Umständen verbrennt der hier aufliegende Brennstoff ungenügend, ein Theil der Rostfläche ist unwirksam.

Die Köpfe, auf welchen die Stäbe lagern, dürfen nicht zu hoch sein, damit die Auflage nicht unterhalb des Schwerpunktes der Stäbe komme, sonst legen sich dieselben schief, wenn einmal ein Stab als untauglich aus dem Rost entfernt wird und nicht sofort ersetzt werden kann. Durch Verbindung mehrerer Stäbe zu einem Stück, wie bei einigen der beschriebenen Roste, wird solches auch bei hohen Köpfen verhindert. Es wird empfohlen, die Auflagen der Stäbe nicht eben zu gestalten, sondern in der Weise wie bei Hillig; auf der einen Seite ein Zahn, auf der anderen Seite eine schiefe Fläche. Der Stab wird dabei fest in seiner Stellung gehalten und kann sich frei ausdehnen, ohne, wie es bei ebenen Auflagern vorkommen kann, die Mauern herauszudrücken.

Für das Abstossen der Schlacke, sofern dieselbe zwischen die Roststäbe eingeschmolzen ist, sind zwei besondere von der gewöhnlichen Schürhakenform abweichende Vorrichtungen hergestellt worden, die eine von Kessler, die andere von Fletscher. Beider Roste gestatten nicht, mit einem gewöhnlichen Haken zwischen die Rostfugen zu greifen. Kessler's Instrument ist ein nach vorn keilartig zugeschärfter, etwas breiter und wieder zurückgebogener Haken. Das Instrument von Fletscher ist eine kleine Schaufel, 10^{cm} breit, vorn auch scharf. Beide keilen sich beim Vorwärtsstossen zwischen Rost und Schlacke ein und trennen die letztere ab, worauf dieselbe mit einem gewöhnlichen Haken gezogen wird. Die Anwendung dieser Hilfsmittel dürfte sich auch bei gewöhnlichen Rosten empfehlen.

Das Decken des Feuers in der Feierstunde mit frischer Kohle und Schliessen der Aschenthüren, um das Feuer bei schwachem Brand zu erhalten, wird vielfach als Ursache des Schmelzens der Stäbe angegeben, da der Aschenraum dann sehr heiss wird, und keine reichliche frische Luft zutreten und abkühlend wirken kann.

Das Rettungswesen zur See.

Von **Chr. Brückmann.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Westfälischen Bezirksvereines vom 14. Februar 1877.)

(Hierzu Tafel XI.)

Mit dem Fortschreiten der Schifffahrt und mit der wachsenden Erkenntniss von dem Werthe des Menschenlebens hat man allmälig darauf gesonnen, den Schiffbrüchigen energische Hilfe zuzuwenden. Bekanntlich ereignen sich die meisten Schiffbrüche an den Küsten, und ist es hier überhaupt nur möglich, den Schiffbrüchigen Hilfe zuzuwenden; den auf offener See verunglückten Schiffen ist durch Rettungseinrichtungen, wie sie hier besprochen werden sollen, keine Hilfe zu leisten.

Gerade die deutschen Küsten mit ihrem flachen Strande geben bei conträrem Wind und Sturm und damit verbundener hoher See Veranlassung zum Auflaufen, und es erfolgen hier die Strandungen meistens in einer Entfernung von 300 bis 700 Schritt von den Punkten, an welchen man bei hoher See noch mit Geräthen operiren kann. Obgleich, wie erwiesen, die Küstenbewohner sich bei Verunglückungen von Schiffen von jeher stets im Rettungswerke auszeichneten und mancher brave Strandbewohner beim Versuche, die auf einem gestrandeten Schiffe sich befindende Bemannung zu retten, sein eigenes Leben einbüsste, so ist doch das ganze Rettungswesen zur See in ein anderes Stadium erst getreten, nachdem sich in allen Küstenländern Vereine zur Rettung Schiffbrüchiger gebildet haben.

Wie bekannt, besteht auch in Deutschland seit dem Jahre 1865 ein solcher Verein mit seinem Sitze in Bremen. Daselbst aus der Mitte hochherziger Männer

gebildet, constituirte er sich unter Vorsitz des Consuls Hrn. H. Meyer mit 134 ausserordentlichen und 3847 ordentlichen Mitgliedern. 1870 war das erfreuliche Resultat zu verzeichnen, dass ausser 385 ausserordentlichen, 21 048 ordentliche Mitglieder dem Vereine angehörten. Naturgemäss ist das Interesse für den Verein am regsten an den Küsten vorhanden, indessen zeigt sich auch im Binnenlande eine sehr rege Theilnahme für denselben. Die ausserordentlichen Einnahmen des Vereines laufen aus allen Welttheilen zusammen, und sind es hauptsächlich die Capitäne der deutschen überseeischen Dampferlinien, welche manchen Betrag für den Verein einsenden.

Die Organisation des Rettungswesens ist nun derartig getroffen, dass an den gefährlichsten Stellen der deutschen Küsten und auf den gefährlichsten Inseln insgesammt 57 Rettungsstationen errichtet sind. Es sind dies 14 sogenannte Doppelstationen, 27 Bootsstationen und 14 Geschossstationen. Unter Doppelstationen sind diejenigen verstanden, welche zwei Rettungsboote sammt Geräthen; Bootsstationen, die nur ein Boot haben; Geschossstationen, die über ein Boot und ein Geschoss zum Leinenwerfen verfügen.

Der Verein hat jetzt als Einrichtung des Rettungswesens in seinem Besitze und auf den verschiedenen Stationen vertheilt 2 Segelboote, 40 Ruderboote, theils aus Holz, theils aus Eisen, 29 Geschossapparate, darunter 24 mit Raketen und 5 mit Mörser. Die Boote stehen auf Karren sehr leichter Construction, letztere nehmen auch sonstige Geräthe, als Taue, Schwimmgürtel, Korkjacken u. s. w. auf. Zu den Rettungsmannschaften werden meistens die Strandbewohner gewählt, denen nur geringe Vergütungen für die Proben gewährt werden; als Chefs der Stationen sind hochherzige Männer des besseren Standes, als Lootsencommandeure, Strandvögte, Amtsvögte u. s. w. bestellt. Den einzelnen Bezirksaufsehern mit den Rettungsmannschaften gebührt das grösste Lob, denn bei hochgehender See, kaltem Wetter oft, wie es vorgekommen, 20 Stunden dagegen anzukämpfen in grösster Gefahr für das eigene Leben, darf sicher nur lobend anerkannt werden. Es ist bekannt, wie vieler Menschenleben Rettung diesen Stationen zu danken ist, und es würde zu weit führen, wenn ich mich in die Details der einzelnen Operationen, die beim Rettungswesen vorkommen, einlassen würde; ich kann mich in dieser Beziehung kurz fassen.

Ist den Schiffbrüchigen auf irgend eine später anzuführende Weise eine Rettungsleine zugeführt, so beginnt die Arbeit des sicheren Herstellens einer Communication zwischen Wrack und Rettungsmannschaften. Eine sehr gefährliche Operation ist das Anlaufen der Rettungsboote an das Wrack, und geschieht dies nur, wenn die See nicht mehr so hoch geht.

Betreffs der Art und Weise, wie bei Rettungen mittelst Leinen und Geschossen vorgegangen wird, existiren bis jetzt für Dänemark, Norwegen, Schweden und Russland besondere Uebereinkünfte und sind über genauere Vereinbarungen mit fast allen europäischen Ländern Unterhandlungen angeknüpft.

Bei hochgehender See ist der Vorgang der Rettungsversuche kurz folgender:

Nachdem mittelst Leinengeschoss eine dünnere Leine auf das Wrack gebracht ist, wird ein Tau an dieselbe befestigt und zum Strande geholt, auch am Strande sicher befestigt. Auf das Tau wird der Rettungsstuhl gehängt und es fährt einer der Rettungsmannschaften an das Wrack, nachdem zuvor der Stuhl an einem dünnen Seil befestigt ist, welches mit an das Wrack genommen wird. Sobald der Fahrstuhl an das Wrack angekommen, wird die zu rettende Person in den Stuhl gesetzt und festgebunden, weil eben die meisten Personen schon durch die Todesangst so erschlafft sind, dass von einem Selbst-Hinüberziehen an den Strand keine Rede mehr sein kann. Durch das dünnere Seil wird nun auf gegebenes Signal der Fahrstuhl herüber und hinübergeholt, bis das Rettungswerk der Mannschaften einzeln bewerkstelligt ist. Bei nicht so hochgehender See wird das Rettungsboot an dem stärkeren Tau an das Wrack geholt und damit die Rettung ausgeführt.

Zu den Leinen, welche mittelst Geschützen und Raketen über das Wrack geworfen werden, wird meistens Manillahanf verwandt. Von der stärkeren Sorte wiegen 100^m etwa $1\frac{1}{2}^k$, die dünnste Gattung Leinen, die zum Einholen der Taue dient, wiegt gegen $\frac{1}{2}^k$ pro 100 Meter. Auf eigene Weise sind die Leinen, welche zum Fortschiessen bestimmt sind, hergerichtet.

Dazu dient ein Kasten, 1,0 bis $1^m,25$ lang, $0^m,5$ breit, ebenso hoch. Der Boden dieses Kastens, der sonst mit einem Deckel versehen ist, ist durchlöchert je nach der Leinengattung, die er aufnehmen soll auf 80 bis 100^{mm} im Quadrat. Unter den durchlöcherten Boden dieses Kastens ist mit vier Haken ein Bodenbrett befestigt, auf diesem sitzt jedem Loche des Bodens entsprechend ein hölzerner Zacken von 20 bis 25^{mm} Durchm. nach oben zugespitzt. Liegen beide Böden auf einander, so stehen die Zacken in dem Kasten und um diese Zacken wird die Leine schlangenförmig aufgeschossen, bis der Kasten gefüllt ist. Ein solcher Kasten nimmt 500 bezw. 800^m Leine je nach deren Stärke auf. Mehrere dieser Leinenkasten stehen auf jeder Geschützstation zur sofortigen Verwendung bereit, es erübrigt nur, den Kasten unter einem Winkel von 10 bis 15° aufzustellen, nachdem zuvor die vier Haken gelöst sind und der eigentliche Kasten von dem Unterboden abgehoben ist. Es ist nach dieser Manipulation die Leine im Kasten klar. Das letzte Ende wird an die Rakete oder an das Geschoss geknüpft, und das Geschütz oder die Rakete kann abgefeuert werden. Bei grösseren Distanzen stellt man zwei Leinenkasten an einander und knüpft deren Enden zusammen.

Ich komme nunmehr auf die Rettungseinrichtungen, die speciell zum Leinenwerfen in Verwendung sind. Hier treten zwei verschiedene Leinengeschosse auf, es

sind dies: 1) die Raketen, 2) die Geschütze zum Leinenwerfen.

Die Rakete liegt, wenn sie zum Abfeuern bereit ist, auf dem Raketenapparate, sie wiegt etwa 19^k, das Gestell 45^k; an die Rakete ist die Leine befestigt. Die grösste bei der Rakete erzielte Flugweite war 400^m bei Anwendung der dünnen Leine. Der Vortheil der Rakete ist der, dass beim Werfen derselben eigentlich nie ein Leinenbruch vorkommt. Es liegt in der Natur der Sache, dass die Anfangsgeschwindigkeit einer abgeschossenen Rakete sehr gering ist und sich erst allmälig steigert. Auf diese Weise wird die Leine nach und nach angezogen, und ein Leinenbruch ist nie zu befürchten. Ein fernerer Vortheil ist das geringere Gewicht der Rakete und des Apparates gegenüber dem Geschütz mit Geschoss.

Bei diesen beiden nicht zu unterschätzenden Vortheilen haben die Raketen auch grosse Nachtheile, zunächst die sehr geringe Trefffähigkeit. Die Fläche, welche die Rakete in ihrem Fluge dem Raume bietet, ist eine so grosse, dass bei Berücksichtigung der kleinen Fluggeschwindigkeit derselben, der Begriff der Trefffähigkeit nur ein imaginärer ist. Ich selbst habe Proben bei einem Concurrenzschiessen von Rettungsgeräthen zum Leinenwerfen in Stettin beigewohnt, wo bei einer Entfernung von 400 Schritt von mehreren abgefeuerten Raketen nur eine das etwa 25 Meter breite Schiff überhaupt überschlug, und bei diesen Versuchen herrschte eine absolute Windstille.

Ein zweiter grosser Nachtheil der Raketen ist der ziemlich hohe Preis derselben sowie der Umstand, dass sie an sehr trockenen Orten aufbewahrt werden müssen, was am Strande seine Schwierigkeiten hat; infolge dessen giebt es bei den Raketen ausserordentlich viele Versager.

Um das Raketenwerfen mit Leinen hat sich das Feuerwerks-Laboratorium in Spandau viele Verdienste erworben und hat seit einigen Jahren die Raketen mit einem 16 bis 18^{cm} langen Anker versehen, der sich, wenn er in das Meer geschossen wird, so fest ankert, dass ein leichteres Boot an demselben eingeholt werden kann. Ueberhaupt hat die Raketen-Abtheilung in Spandau sich eigens auf die Anfertigung von Raketen eingerichtet; — ein jeder Theil derselben wird dort auf das Rationellste geprüft, und ist die Einrichtung so getroffen, dass beim Platzen einer Rakete durchaus keine Gefahr vorhanden ist. Die neuerdings gemachten Versuche haben gezeigt, dass eine 8^{cm} Rakete, mit 3^k Pulver geladen, mit sehr dünner Lothleine etwa 480^m weit fliegt. In der Armee sind seit einiger Zeit die Ankerraketen eingeführt.

Die vorerwähnten Nachtheile der Raketen haben denn bei verschiedenen Männern, welche Interesse für diese Sache haben, die Idee wachgerufen, ein Geschütz zu construiren, mit welchem ein geeignetes Geschoss, das die Leine mit sich führt, geworfen werden soll.

In erster Linie waren es naturgemäss Artillerie-Offiziere, die in einer vom preussischen Kriegs-Ministerium niedergesetzten Commission im Frühjahr 1869 in Oldenburg mit Geschützen zum Leinenwerfen Versuche anstellten. Als Resultat dieser Versuche ist nur zu constatiren, dass die Commission nicht ein einziges Geschoss abgab, welches auch nur 10 Meter Leine mitgenommen hätte, dagegen lag vor dem Geschützrohr nach Beendigung der Versuche einige Decimeter hoch zerschossene Leine. Die Commission hatte einfach eine runde Kugel genommen, in dieselbe eine schmiedeeiserne Stange mit Oese eingeschraubt, welche die Rettungsleine aufnahm. Die Anfangsgeschwindigkeit des Geschosses war eine so grosse, dass jedesmal die Leine abgestossen wurde. Infolge dessen wurden die Versuche als gescheitert aufgegeben.

Es war nun in erster Reihe der Büchsenmacher Cordes zu Bremerhaven, welcher die Versuche wieder aufnahm und damit begann, Leinen mittelst Geschossen aus glatten Rohren zu schiessen. Cordes benutzte eine Spitzkugel, drehte dieselbe nach hinten hohl und lagerte in der hohlen Kugel eine ziemliche Länge Leine, deren Ende in einer Nuth der Kugel zum Geschützrohre hinausgeführt wurde.

Auf diese Weise erreichte man den grossen Vortheil, dass die an dem Geschoss befestigte Leine, nachdem das Geschoss aus dem Zustande der Ruhe gebracht war, sich abwickeln konnte, und auf diese Weise ein Zerreissen derselben verhindert wurde.

Diese Versuche des Hrn. Cordes wurden allerdings nur mit kleinen Mörsern und sogar mit Gewehren grösseren Kalibers angestellt. Für die Praxis schien jedoch diese Construction keinen Werth zu haben, daher hat der Erfinder seine Ideen, die jedenfalls als sehr gut bezeichnet werden können, auf das Energischste weiter verfolgt unter dem, wol als richtig zu bezeichnenden Gesichtspunkte, dass jeder Kauffahrtheifahrer ein Geschütz am Bord haben muss, mittelst dessen er eine Verbindung mit dem Strande herstellen kann.

Die kürzlich in Wilhelmshaven in Gegenwart von hohen Marine-Offizieren stattgehabten Versuche zeigten, dass ein 11^k schwerer Anker, aus dem gusseisernen Mörser geworfen, etwa 200^m mit einer Doppelleine über Land geschossen wurde. Der Anker hat sich bei diesen Proben als vollständig sicher und rationell bewiesen, und sind auf Grund dieses Ergebnisses mehrfach derartige Geschütze an verschiedene Kauffahrtheifahrer abgesetzt worden. Nur ein Uebelstand hat sich bis jetzt bei den Cordes'schen Geschützen und Geschossen mit Anker herausgestellt: die geringe Trefffähigkeit, die aber bei dem unermüdlichen Eifer des Constructeurs wol auch noch beseitigt werden wird.

Ich erlaube mir jetzt in den Zeichnungen auf Taf. XI eine Geschütz- und Geschossconstruction vorzulegen, wie ich dieselbe in Gemeinschaft mit einigen Freunden in den Jahren 1870/71 in Berlin ausführte. Wie die Figuren ergeben, ist es ein gusseiserner Mörser, der ein Discus-Geschoss aufnimmt. Die gusseiserne Scheibe, welche das Geschoss bildet, trägt über sich einen schmiedeeisernen Bügel, welcher sich in zwei

Nuthen, die in der Seele des Mörsers angebracht sind, so führt, dass, wenn der Pulverstoss erfolgt, das Geschoss um den Zapfen, der die Bügel aufnimmt, sich drehen kann. Eine Drehung des Geschosses wird hervorgerufen, weil, wie die Fig. 2 vorführt, die Axe der Pulverkammer gegen die der Geschützseele um etwa 50^{mm} nach unten versetzt ist. Es erfolgt auf diese Weise ein excentrischer Stoss. An den mehrerwähnten Bügeln ist die Leine befestigt, Fig. 5 und 6, welche letztere in der eingangs besprochenen Weise mit dem Leinenkasten in Verbindung steht.

Unter Controle einer Commission des Kriegs-Ministeriums in Berlin wurden an verschiedenen Tagen mit diesen Mörsern Versuche angestellt, bei welchen die Pulverladung von 0,4 bis $0^k,8$, die Schwere des Geschosses zwischen 13,5 und 15^k variirte und bei den einzelnen Versuchen Leinen genommen wurden, von denen 100 Meter 0,53 bezw. $1^k,60$ ausmachten. Es zeigte sich, dass das Verhältniss zwischen Pulverladung, Geschossschwere und Leinenstärke das richtige war, denn es erfolgte nie ein Zerreissen der Leine. Die Entfernungen, welche die Leinen durchflogen, bezw. welche zwischen der Abfeuerungsstelle und der Einschlagstelle des Geschosses lagen, betrugen 300 bis 400^m, und zwar waren die Leinen zur Hälfte von stärkster Gattung. Dies sind Resultate, die nur in der letzten Zeit mit den Raketen, welche eine Lothleine nach sich zogen, erreicht wurden.

Die Treffähigkeit dieses Discus-Geschosses war eine ausgezeichnete, wie sie von einer Rakete nie erreicht werden wird.

Ein Uebelstand dieser Geschütze ist der, dass zur Erreichung der oben angeführten Resultate ihr grosses Gewicht den Transport am Strande sehr erschwert, doch bin ich überzeugt, dass speciell für den Strand sich auch noch eine Aenderung der Geschütze und in der Lafette erzielen lassen wird, die einen bequemeren Transport derselben zulässt. Dagegen wird für Kauffahrtheischiffe dieser Mörser mit grossem Vortheil zu verwenden sein, zumal derselbe zugleich als gewöhnlicher Signalmörser seine Verwendung findet.

Leider sind meine Freunde und ich in den letzten Jahren verhindert gewesen, mit den Versuchen weiter fortzufahren, doch spreche ich unumwunden meine Ansicht dahin aus, dass, wären solche Versuche emsiger ausgeführt worden, dieses System sich bereits Bahn gebrochen hätte und zum Heil und Segen der Schiffbruchleidenden ausgebeutet worden wäre.

Vermischtes.

Ueber Photometrie und das Selenphotometer von Siemens.

Von Dr. H. Bunte.

(Vorgetragen in der Generalversammlung des Bayerischen Bezirksvereines vom 4. November 1877.)

Die ersten praktischen Versuche, die Intensität der Beleuchtung durch verschiedene künstliche Lichtquellen zu messen, wurden im Anfang dieses Jahrhunderts von Rumford angestellt. Schon vor ihm waren Versuche in ähnlicher Richtung hauptsächlich zu astronomischen Zwecken angestellt worden. Die Arbeiten von Rumford gewannen dadurch erhöhte Bedeutung, dass sie in eine Zeit fielen, in welcher die Verbesserungen in der Beleuchtungstechnik begannen (Argandlampen, Gasbeleuchtung) und die in ihrer weiteren Entwickelung kaum weniger tief in unser häusliches und öffentliches Leben eingegriffen hat wie die Eisenbahnen in das Verkehrsleben der Völker.

Sieht man sich zunächst nach einer Vergleichseinheit, einem Massstab um, mit welchem die von einer Lichtquelle ausgehende Helligkeit verglichen werden soll, so bieten uns die natürlichen Lichtquellen nur sehr spärliche Hilfsmittel. Die Tageshelle, das Sonnenlicht übertrifft alle künstlichen Beleuchtungsmittel so ausserordentlich, dass kaum ein Vergleich beider gewagt noch weniger eins mit dem anderen gemessen werden kann. Abgesehen davon ist die Intensität des Sonnenlichtes so sehr verschieden je nach den Jahres- und Tageszeiten und der Beschaffenheit der Atmosphäre, dass es sich schon um deswillen zum Massstab nicht eignen würde.

Die künstlichen Beleuchtungsmittel, die Kerzen und Lampen bieten in dieser Beziehung viele Vortheile, da man von der Tageszeit unabhängig ist und zu beliebigen Stunden und an beliebigen Orten Versuche anstellen kann. Rumford wählte zu seinen Versuchen das Licht einer Kerze als Massstab und verglich mit demselben das Licht anderer Beleuchtungsmaterialien, Lampen u. s. w., deren Materialverbrauch er gleichzeitig feststellte. Für die bei diesen Versuchen beanspruchte Genauigkeit mochte die Kerze in ihrem damaligen Zustande genügen. Wenn wir jedoch prüfen, in wieweit erhöhte Ansprüche an diese Lichteinheit durch eine Stearin- oder Walrathkerze befriedigt werden können, und dieselbe genauer beobachten, so bemerken wir, dass eine fast stetige Veränderung der Flammenhöhe in der von der Kerze ausgehenden Lichtmenge stattfindet, und dass das Licht von Kerzen irgend welcher Art nur als sehr unvollkommene photometrische Vergleichseinheit bezeichnet werden muss. Trotz vielfältiger Bemühungen, eine constante Lichteinheit zu schaffen, ist man bis jetzt bei dem bereits von Rumford angewendeten Mass, der Walrath- und Stearinkerze, stehen geblieben, und nur die Grösse der Schwankungen in dem Lichtwerth derselben hat sich durch stetige Verbesserungen in der Kerzenfabrikation auf ein für die Praxis meist ausreichendes Mass vermindert.

Was nun die Methoden betrifft, um die von einem Beleuchtungsmittel, etwa einer Gasflamme, kommende Lichtmenge mit dem Licht einer sogenannten Normalkerze, der Lichteinheit zu vergleichen, so kommen dieselben sämmtlich im Wesentlichen dahin überein, dass beide zu vergleichende Lichtquellen in eine solche Stellung gebracht werden, dass zwei an einander stossende Flächen eines weissen Schirmes von beiden Lichtquellen, Kerze und Lampe, gleich beleuchtet werden. Die relative Entfernung der beiden Leuchtflammen von dem beleuchteten Schirm ist alsdann das Mass für die Intensität des von ihnen ausgesandten Lichtes. Da die Intensität des Lichtes mit dem Quadrat der Entfernung abnimmt, so hat man nur die durch den Kerzenabstand gemessene Entfernung der Flamme zum Quadrat zu erheben, um die Lichtintensität in Kerzeneinheiten zu finden.

Werden demnach die Abstände der Normalkerze und der zu untersuchenden Flamme mit a bezw. b bezeichnet, so erhält man die Intensität der letzteren

$$J = \frac{b^2}{a^2} \text{ Kerzen.}$$

So einfach diese Vorrichtungen sind, so wenig genau sind sie. Man kann sich davon leicht überzeugen, wenn man eine der beiden Lichtquellen den beleuchteten Flächen nähert oder entfernt. Bei nur geringer Aenderung der Stellung ist das Auge nicht im Stande Differenzen zu erkennen, die doch unzweifelhaft stattfinden.

Rumford hat bekanntlich statt gleiche Beleuchtung durch die zu vergleichenden Lichtquellen herzustellen, Schatten von gleicher Intensität erzeugt und in gleicher Weise wie oben aus der relativen Stellung der Lichtquellen auf deren Intensität geschlossen. Die auf solche Weise erhaltenen Resultate sind jedoch ebenso wenig genau, da das Auge für geringe Lichtunterschiede wenig empfindlich ist. Die Entscheidung über die gleiche Beleuchtung zweier Flächenstücke durch verschiedene Lichtquellen wird noch unsicherer, wenn die Lichtfarben nur wenig verschieden sind. Bei oberflächlicher Betrachtung erscheint dieser Umstand sehr geringfügig und die Lichtfarbe der meisten Beleuchtungsmittel wenig verschieden, vergleicht man jedoch im Photometer das Licht einer Kerze mit dem einer Gasflamme z. B., so erscheint das erstere gelb, das andere blau, und das Auge ist nur sehr schwer im Stande, ein Urtheil über die gleiche Helligkeit verschiedenfarbig beleuchteter Flächen abzugeben.

Man hat deshalb vielfach versucht, das Urtheil des Auges durch geeignete Vorrichtungen zu schärfen, und ich möchte hier nur kurz den Bunsen'schen Schirm erwähnen. Derselbe besteht bekanntlich aus einem Stück weissen Papiers mit einem Fettfleck in der Mitte. Betrachtet man denselben im auffallenden Licht, so erscheint der Fettfleck dunkel auf hellem Grund; im durchfallenden Licht dagegen erscheint er hell auf dunklem Grund. Diese Erscheinung rührt daher, dass das auf das Papier fallende Licht hauptsächlich in zwei Theile zerlegt wird; der eine Theil wird zurückgeworfen, der andere durchgelassen. Da nun von dem befetteten Theil des Schirmes mehr Licht durchgelassen und weniger zurückgeworfen wird, erscheint er im auffallenden Licht dunkel auf hellem Grunde, im anderen Falle dagegen hell gegen die Umgebung. Würde der Schirm in der That das Licht nur in diese beiden Theile zerlegen, so müsste der Fettfleck für das Auge vollkommen verschwinden, wenn man zu beiden Seiten des Schirmes in gleicher Entfernung gleich starke Lichtquellen aufstellen würde. Macht man aber den Versuch, so erhält man nicht das erwartete Resultat, sondern der Fettfleck erscheint auf beiden Seiten gleich dunkel auf gleich hellem Grund. Diese Erscheinung erklärt sich dadurch, dass ein dritter Theil des auf den Schirm fallenden Lichtes vom Papier verschluckt wird. Dieser absorbirte Antheil ist an der gefetteten Stelle grösser als an der nicht gefetteten, und der Fettfleck erscheint daher auf beiden Seiten dunkel. Verrückt man den Schirm etwas nach der einen oder anderen Seite, so erhält man Stellen, wo einseitig der Fettfleck unsichtbar wird; auf beiden Seiten gleichzeitig kommt derselbe jedoch nicht zum Verschwinden. Man kann mit Hilfe dieses Verfahrens aus drei zusammengehörigen Beobachtungen ziemlich scharf den Schirm an die Stelle rücken, wo beiderseitig gleiche Beleuchtung stattfindet. Allein auch bei dieser Art der Beobachtung ist man von der subjectiven Empfindlichkeit des Auges für Lichtunterschiede abhängig, und die Genauigkeit der Messung wird durch die individuelle Disposition des Beobachters beeinflusst.

Um zu genaueren Messungen zu gelangen, hat man versucht, das Auge, das sich als ein sehr unzuverlässiger Richter erwiesen hat, durch andere leicht empfindliche Mittel zu ersetzen und hat an Stelle des Bunsen'schen Schirmes photographische Papiere eingesetzt. Abgesehen davon, dass in letzter Instanz wieder das Auge zu entscheiden hätte, ist ein solches Verfahren deshalb für Beleuchtungszwecke ganz unbrauchbar, weil gerade diejenigen Strahlen des Lichtes, für welche das Auge empfindlich ist — roth und gelb — die geringste chemische Wirkung auf das photographische Papier ausüben, dagegen die dunklen, für die Beleuchtung unwirksamen Strahlen am intensivsten wirken.

Ein anderes Mittel zur Messung der Lichtintensität wurde vor etwa vier Jahren von Crookes in Vorschlag gebracht. Derselbe beobachtete, dass ein leichtes Rädchen mit einseitig geschwärzten Flügeln, welches in einem luftleer gemachten Raume aufgehängt ist, bei der Annäherung einer Lichtflamme in Rotation gerathe. Er nannte das Instrument Radiometer oder Lichtmühle. Andere Beobachter haben gefunden, dass diese eigenthümlichen Bewegungserscheinungen vielmehr der Wärme als dem Licht zugeschrieben werden müssen, und es hat sich herausgestellt, dass, wenn auch die Ursache dieser eigenthümlichen Bewegungen noch nicht völlig erklärt ist, doch das Radiometer kein Photometer sein kann.

Ein anderes Mittel zur Vergleichung zweier Lichtquellen ist von Siemens in neuerer Zeit vorgeschlagen worden. Anschliessend an frühere Beobachtungen, namentlich von Jale, hat Siemens eine Substanz in Vorschlag gebracht, welche in gewissem Sinne von den Lichtstrahlen in ähnlicher Weise beeinflusst wird, wie das menschliche Auge. Es ist dies das metallische Selen, eine allotropische Modification des gewöhnlichen Selens, eines dem Schwefel verwandten Elementes. Durch längeres Erhitzen auf etwa 180° verwandelt sich dasselbe in eine krystallinische Masse. Dieses krystallinische oder metallische Selen zeigt namentlich bezüglich seines Verhaltens zum Licht und zu einem elektrischen Strom sich vom gewöhnlichen vollkommen verschieden. Während dieses den elektrischen Strom nicht leitet, lässt das metallische Selen denselben hindurch, und man beobachtete die merkwürdige Erscheinung, dass bei hellem Licht das Selen den elektrischen Strom weit besser leitet als in der Dunkelheit. Ein elektrischer Strom, den wir durch ein Selenstückchen hindurchleiten, das dem Licht ausgesetzt werden kann, dient gewissermassen als Nerv, welcher die Lichtempfindungen des Selens vermittelt und sie unserer Beobachtung zugänglich macht.

Dieses Verhalten des Selens gegen einen elektrischen Strom und das Licht wird nun in folgender Weise zu photometrischen Zwecken benutzt.

Das leicht empfindliche Selen ist zwischen Platinspiralen eingesetzt, die mit den äusseren Drahtwindungen communiciren. Die letzteren stehen mit den Polen einer galvanischen Batterie und den Windungen eines Galvanometers in Verbindung. Das leicht empfindliche Selen ist durch ein innen geschwärztes Rohr und eine Klappe gegen Lichteindrücke von aussen geschützt. Ist die Leitung in der angegebenen Weise geschlossen, so geht ein Strom durch das ganze System, und es erfolgt ein Ausschlag an der Galvanometernadel. Oeffnet man nun das Rohr, senkt die schützende Klappe und lässt das Licht einer Normalkerze in der Entfernung = 1 darauf fallen, so wird der Ausschlag des Galvanometers im Verhältniss der besseren Leitung des Selens durch die Lichtwirkung vergrössert, und die Nadel eine bestimmte Ruhelage annehmen. Richtet man nun das Instrument durch Drehen um 90° auf eine Gasflamme, deren Leuchtkraft bestimmt werden soll, so wird ein anderer Ausschlag am Galvanometer erfolgen. Durch Näherung oder Entfernung der Flamme kann man es jedoch dahin bringen, dass derselbe Ausschlag der Galvanometernadel erzeugt wird wie von der Normalkerze, und in dieser Stellung empfängt das Selen von beiden Lichtquellen gleiche Beleuchtung; die Intensitäten verhalten sich wie die Quadrate der Abstände vom Photometer. Die Ausschläge der Galvanometernadel, welche die Lichteindrücke des Selens wiedergeben, können nun durch Vermehrung der Drahtwindungen und durch Spiegelablesungen fast beliebig vergrössert werden und, die Empfindlichkeit des Selens vorausgesetzt, lässt sich die Genauigkeit der Lichtvergleichung in demselben Masse steigern.

Die Thätigkeit des Beobachters ist bei dieser Art photometrischer Messungen auf die Ablesung der Entfernungen der beiden Lichtquellen und die Ausschläge der Galvanometernadel beschränkt, und damit ist die Beobachtung von den persönlichen Fehlern fast vollständig befreit. Es lässt sich aber denken, dass auch diese Beobachtungen nach Art der Aufzeichnungen in magnetischen und meteorologischen Stationen in selbstständiger Weise notirt werden und dass man damit, wie Siemens hofft, zu einem Instrument gelangt, welches die Lichtstärke einer Gasflamme z. B. fortlaufend zu verzeichnen vermöchte. Allein selbst wenn sich alle vom Erfinder an sein Instrument geknüpften Hoffnungen erfüllen, so dürfen wir nicht vergessen, dass damit nur ein Theil der Aufgaben der Photometrie gelöst ist, und dass wir bis jetzt einer constanten Einheit für die Lichtmessungen entbehren, ohne welche selbst die feinsten Lichtvergleichungsmethoden nur ein zweifelhaftes Resultat geben können. Für eine allseitig befriedigende Lösung dieser Aufgabe, der Herstellung einer unter allen Umständen gleichen, constanten Lichteinheit sind leider bis jetzt, trotz vielfältiger Bemühungen, noch keine Aussichten vorhanden.

Technische Literatur.

Bauwesen.

Theoretisch-praktische Abhandlung über Ventilation in Verbindung mit Heizung. Nach mehreren im Berliner Architekten-Verein gehaltenen Vorträgen systematisch dargestellt und erweitert von E. Haesecke, königl. Bau-Inspector. Mit 22 Holzschnitten im Text und 3 lithogr. Abbildungen. 80 S. (Preis 2,50 ℳ). Berlin, 1877. A. Seydel. —

In einer Reihe von Capiteln beleuchtet der Verfasser die Principien einer rationellen mit Heizung verbundenen Ventilation, die Anforderungen, welche der verschiedene Zweck der Gebäude an dieselbe stellt, die Mittel diesen zu genügen. Manche in sonstigen Veröffentlichungen nur angedeutete Sätze werden vom Verfasser untersucht und schärfer gefasst, auch einige neue, nicht uninteressante Gesichtspunkte aufgestellt; ob aber die von ihm schliesslich vorgeschlagene Art der Lufterneuerung je zu einer befriedigenden constructiven Lösung gelangen wird, möchten wir doch bezweifeln.

Lesenswerth bleibt die Broschüre immerhin. R. Z.

Ueber eine neue Methode der Anlage und des Betriebes geneigter Ebenen für Schiffstransporte. Ein Beitrag zur Canalfrage von Gustav Meyer, Eisenbahn-Bauinspector a. D. u. s. w. Mit 2 Tafeln. 54 S. Berlin, 1877. Ernst & Korn. —

Um die Nachtheile für die Schiffsgefässe zu vermeiden, welche bei geneigten Ebenen die Beförderung derselben mit ihrer Belastung ausserhalb des Wassers, also wie z. B. am Elbing-Oberländischen Canal zur Folge hat, schlägt der Verfasser vor, die Schiffe in einer mit Wasser gefüllten Schleusenkammer schwimmend über die Scheitelstrecke des Canales zu bringen und zwar mit Hilfe einer direct vor den Wagen der beweglichen Kammer gelegten Locomotive. Der Wagen selbst hat sechs Radgestelle mit je vier Achsen zu je vier Rädern, von denen die zwei mittleren mit Spurkränzen versehen sind. Auf dem Scheitel der Bahn ist eine Weiche angebracht, um die Locomotive wieder vor den Wagen zu bringen, andere Weichen befinden sich mehrere in der Strecke. Die fahrbare Schleusenkammer wird an den Enden der Strecke fest an eine gemauerte Kammer gelegt, so dass das Schiff nach Oeffnen der Schleusenthore aus- oder einfahren kann.

Der Verfasser hat seinen Vorschlag nach allen Seiten hin motivirt; nebenbei gewährt die Broschüre aber noch ein weiteres Interesse durch die zahlreichen Angaben über Bau- und Betriebskosten der verschiedenen Systeme, die Schleusentreppen in Canälen zu vermeiden. R. Z.

Die Brücken der Gegenwart. Systematisch geordnete Sammlung der geläufigsten neueren Brückenconstructionen, gezeichnet von Studirenden des Brückenbaues an der k. rheinisch-westfälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Zum Gebrauche bei Vorlesungen und Privatstudien über Brückenbau, sowie bei dem Berechnen, Entwerfen und Veranschlagen von Brücken zusammengestellt und mit Text begleitet von Dr. F. Heinzerling, k. Baurath und Professor u. s. w. I. Abtheilung: Eiserne Brücken. Heft 3: Eiserne Balkenbrücken mit polygonalen Gurtungen und gegliederten Wandungen. Mit 6 lithographirten Tafeln in gross Doppelfolio, 23 Bogen Text, mit 2 Texttafeln und 128 Holzschnitten. (Preis 18 ℳ). Aachen, 1876. J. A. Mayer. —

Nachdem wir an verschiedenen Stellen d. Z. der allgemeinen Anordnung der vorliegenden Sammlung unsere Anerkennung ausgesprochen, wird es genügen, an dieser Stelle auf den speciellen Inhalt dieses Heftes hinzuweisen. Dasselbe bringt die für grössere Spannweiten augenblicklich am häufigsten in Anwendung stehenden Brückensysteme, parabolische, elliptische und Schwedler-Träger, welche für verschiedene Spannweiten, für Eisenbahn- und für Strassenbetrieb in einer Reihe von Beispielen dargestellt und berechnet werden. R. Z.

Grundzüge zu Vorlesungen über eiserne Balkenbrücken. Von Ferdinand Löwe, Prof. am königl. Polytechnicum in München. Mit 80 Abbildungen. 152 S. München, 1877. R. Oldenbourg. —

Der Verfasser hat zum Theil eigene Abhandlungen, zum Theil die in der technischen Literatur zerstreuten Arbeiten Anderer zu einem gedrängten Abriss über Theorie und Construction eiserner Balkenbrücken bearbeitet, dessen recht klare Vortragsweise zu rühmen ist.

Es werden zunächst die äusseren Kräfte betrachtet, dann für Eisenbahn- und für Strassenbrücken die Maxima der Verticalkraft und des Biegungsmomentes bei verschiedenen Belastungen in recht ausführlicher Weise untersucht. Dem schliessen sich Erörterungen über die inneren Kräfte an, sowie über die zulässigen Spannungen mit Rücksicht auf die Versuche von Wöhler.

Den zweiten Theil bilden Berechnung und Einzelheiten der verschiedenen Trägersysteme. R. Z.

Eisenbahnwesen.

Die drei Rigibahnen und das Zahnrad-System. Beschrieben von Roman Abt, Constructeur der Maschinenfabrik Aarau. Mit 15 Figurentafeln und graphischen Tabellen. 46 S. gr. 4. (Preis 8 ℳ). Zürich, 1877. Orell Füssli & Co. —

Da die drei Rigibahnen die ersten sind, auf welchen das Zahnradsystem mit durchschlagendem Erfolg zur Anwendung gekommen, so wird eine so eingehende Beschreibung derselben, wie sie uns vom Verfasser geboten wird, mannigfaches Interesse erregen. Wir finden die Beschreibung des Oberbaues mit seinen Ausweichanlagen, die Brücken, einzelne Hochbauten, sodann die verschiedenen Locomotivsysteme und die Wagen mit Hilfe von sauberen Zeichnungen veranschaulicht, bei sämmtlichen einzelnen Einrichtungen werden auch die abweichenden Constructionen neuerer Anlagen zum Vergleich herangezogen.

Interessant ist die kleine Abhandlung über die Anwendbarkeit und Vortheile des Zahnstangenbetriebes für bestimmte Fälle, wenn wir auch, abweichend vom Verfasser, bezweifeln müssen, dass die Zahnrad-Locomotive sich für den voraussichtlich grossartigen Durchgangsverkehr der Gotthard-Bahn eignen würde.

Noch wollen wir die elegante Ausstattung des Buches hervorheben und das Studium desselben allen Fachgenossen bestens empfehlen. R. Z.

Das moderne Transportwesen im Dienste der Land- und Forstwirthschaft. Für Agricultur- und Forst-Ingenieure, Eisenbahnbauer und Industrielle. Von Regierungsrath Dr. W. F. Exner, o. ö. Professor in Wien. Mit einem Atlas von 15 Foliotafeln, enthaltend 131 Figuren. 222 S. (Preis 7,50 ℳ). Weimar, 1877. B. F. Voigt. —

Das vorliegende Werk enthält eine Reihe von Vorlesungen, durch welche der Verfasser seine Zuhörer im landwirthschaftlichen und Forstfach in den Stand setzen will, die Transportmittel der Neuzeit kennen zu lernen, sich über deren Anwendbarkeit für die mannigfach vorkommenden Fälle ein Urtheil zu bilden. Demgemäss werden zunächst die Landtransportmittel, Pferdebahnen und schmal- wie normalspurige Eisenbahnen zweiten Ranges, sodann die Seilförderungen, Bremsberge, Drahtaufzüge, Seilbahnen mit festem und losem Seil und endlich die Ketten- und Seilschiffe in ihrer geschichtlichen Entwickelung und Ausbildung, ihrer Anlage und Ausführung und ihren Betriebsresultaten des Näheren besprochen. Von technischen Details ist, dem Umfange der Vorlesungen entsprechend, grösstentheils abgesehen.

Der Entstehung des Werkes aus Vorlesungen, wo der Sprechende jederzeit ergänzen und mit Skizzen dem Verständniss nachhelfen kann, mag es zuzuschreiben sein, dass die einzelnen Gegenstände des Stoffes eine etwas ungleiche Berücksichtigung erfahren haben und theils sehr detaillirt, theils etwas oberflächlich behandelt sind, ein Fehler der sich bei späteren Bearbeitungen leicht wird vermeiden lassen. Aber auch in seiner jetzigen Form bietet das Buch manches Bemerkenswerthe auch für den ausübenden Ingenieur, der wol

öfter in die Lage kommen wird, dem Land- und Forstwirth mit seinem Rath zur Seite zu stehen.

Die Tafeln sind einfach aber klar ausgeführt, die Correctheit des Druckes lässt manches zu wünschen. R. Z.

Bergwesen.

Die Tiefbohrtechnik im Dienste des Bergbaues und der Eisenbahntechnik in Beziehung auf ihren Entwickelungsstandpunkt der Gegenwart nebst praktischen Gesichtspunkten für die Wahl der den localen Verhältnissen anzupassenden Lehrmethode in technischer und finanzieller Hinsicht. Von Leo Strippelmann, Berg- und Hütten-Ingenieur in Görlitz. 144 S. Halle, 1877. G. Knapp. —

Nach Feststellung des Zweckes von Tiefbohrarbeiten überhaupt und einem Abriss über die historische Entwickelung derselben beleuchtet der Verfasser in eingehender Darstellung die drei hauptsächlichsten Methoden des Bohrens, das Seilbohren, das Bohren mit festem Gestänge und die Diamantbohrung. Ohne Constructionsdetails zu berühren werden für jede Methode die Anlagekosten, Betriebskosten und die mit ihr erzielten Resultate unter verschiedenen Verhältnissen und für verschiedene Tiefen festgestellt und mit einander verglichen, ebenso die Einflüsse, welche die Ausführung der betreffenden Arbeiten in Verding oder auf eigene Gefahr auf das finanzielle Ergebniss ausgeübt hat.

Die Untersuchungen des recht anregend geschriebenen Buches führen zu der alten Wahrheit, dass Eines sich nicht für Alle schickt, geben aber dem Leser einen wünschenswerthen Anhalt, wofür er sich in seinem Falle zu entscheiden hat. R. Z.

Die Seilscheiben-Gerüste der Bergwerks-Förderanlagen. Von A. Eichenauer, Ingenieur zu Essen. Mit erläuternden Holzschnitten im Text und 22 lithographirten Tafeln. 200 S. gr. 8. Leipzig, 1877. Baumgärtner. —

Sauber in deutlichem Massstabe ausgeführte Zeichnungen und ein auf Erfahrung und eingehende Studien gegründeter klarer Vortrag charakterisiren die vorliegende Monographie über den Theil der baulichen Anlagen bei Bergwerken, welcher, wie die Seile selbst, mit der zunehmenden Teufe immer grössere Aufmerksamkeit in Anspruch nimmt. Der Verfasser betrachtet nach einigen einleitenden Worten und einer allgemeinen Uebersicht zunächst die für die statische Berechnung der drei Systeme, Trägersystem, Bocksystem und combinirtes System, in Betracht kommenden Inanspruchnahmen der einzelnen Theile, aus welchen dann die Formeln für die Berechnung gewonnen werden. Weiter werden dann 20 ausgeführte Anlagen, theils Holz-, theils Eisenbau eingehend beschrieben und nach Mass und Gewicht berechnet.

Als Anhang dienen einige Tabellen über Trägheitsmomente, trigonometrische Functionen u. s. w. R. Z.

Landwirthschaft.

Handbuch des landwirthschaftlichen Wasserbaues. Von Dr. Emil Perels, o. ö. Professor an der k. k. Hochschule für Bodencultur zu Wien. Mit 343 Holzschnitten und 4 Tafeln in Farbendruck. 692 S. (Preis 20 ℳ). Berlin, 1877. Wiegandt, Hempel & Parey. —

Das vorliegende Werk zerfällt in vier Abschnitte, deren erster allgemeiner auf 104 Seiten die Entstehung von Grundwasser, Quellen und Flüssen und das Wassermessen bespricht, während im zweiten, der als technischer Wasserbau bezeichnet ist, Flussregulirungen und Eindämmungen, Stauanlagen, Wasserleitungen und kleinere Brücken auf 159 Seiten besprochen werden, der dritte auf 200 und der vierte 182 Seiten von Entwässerung und Bewässerung handeln. Ein Anhang von 8 Seiten giebt ein Verzeichniss der einschläglichen Literatur.

Der Verfasser sagt in der Vorrede zu diesem Buche: „Ich habe das Handbuch des landwirthschaftlichen Wasserbaues in erster Reihe in der Absicht verfasst, dem Landwirthe ein Werk an die Hand zu geben, welches ihm einen Ueberblick über das Gesammtgebiet des Wasserbaues in seiner Beziehung zur Bodencultur gewährt, welches ihm somit bei der Beurtheilung einschlagender Fragen als Führer dienen kann. Selbstverständlich konnte die Absicht nicht vorliegen, die anerkannten Specialwerke des allgemeinen Wasserbaues, der Drainage und des Wiesenbaues entbehrlich zu machen, da diese viele Gesichtspunkte in weit detaillirterer Weise behandeln können als vorliegendes generelles Werk; namentlich wird der ausführende Techniker ein Studium derselben niemals entbehren können."

Im Allgemeinen fehlen dem Landwirthe die technischen Kenntnisse, welche zum Studium der für Ingenieure geschriebenen Bücher über Wasserbau erforderlich sind; ein Werk, wie das vorliegende, wird deswegen allen Landwirthen, welche sich für landwirthschaftlichen Wasserbau interessiren, sehr willkommen sein, wenn es alles enthält, was für sie wissenswerth und verständlich ist. Dem sich für landwirthschaftlichen Wasserbau interessirenden Ingenieur wird es aber fast noch willkommener sein, weil es ihm gestattet, sich ohne Mühe eine Uebersicht über alles Dahingehörige zu verschaffen, und dann durch das Studium der im Anhange angegebenen Specialwerke sein Wissen in dem ihm wichtigeren Zweige zu vervollständigen.

Von den erwähnten Gesichtspunkten ausgehend, darf man kein Eingehen auf technische Details und keine für den nicht technisch gebildeten Leser unverständlichen Berechnungen erwarten, auch keine bis ins kleinste Detail mit Massen versehenen Zeichnungen, sondern mehr Beschreibungen und Betrachtungen vom Standpunkte des Landwirthes, für welchen namentlich bei Be- und Entwässerungen die muthmassliche Rentabilität einer solchen Anlage eine um so bedeutendere Rolle spielt, als er täglich Gelegenheit hat sich zu überzeugen, dass man das in Entwässerungen und mehr noch in Bewässerungen gesteckte Capital bei schlechter Ausführung als weggeworfen betrachten kann.

Im Allgemeinen dürfte das vorliegende Buch den aufgestellten Bedingungen sehr gut entsprechen, obgleich nicht zu leugnen ist, dass der Verfasser bei Besprechung der Wassermessungen auf 60 Seiten viel zu viel für den Landwirth giebt, ohne dem Techniker vollständig zu genügen; dagegen sind die Entwässerung und namentlich die Drainage genügend ausführlich besprochen, um nach den gegebenen Regeln kleine Flächen selbst drainiren zu können und Misserfolge zu vermeiden.

Die Bewässerung, welche so viel Anlass zu Controversen unter den Specialisten giebt, konnte der Verfasser unparteiischer besprechen als die meisten anderen Schriftsteller, welche selbst ausführende Techniker waren, und deswegen für das von ihnen angewandte Bewässerungssystem eine besondere Vorliebe haben. Die Bewässerung mit städtischem Canalwasser hat der Verfasser ganz weggelassen, was nicht wohl zu billigen ist; denn wenn auch die Ansichten über dieselbe noch sehr weit auseinander gehen, und es schwer ist, diesen Punkt zu berühren, ohne Anstoss zu geben, so ist doch wenigstens eine Beschreibung dieser in England vielfach angewandten und in Berlin in Ausführung begriffenen Bewässerungsweise viel wichtiger für uns als die Bewässerungen in Indien, Aegypten und Algier, welche beschrieben sind, und deren Wasserbeschaffung auch theilweise durch Abbildungen erläutert ist.

Die Ausstattung des Werkes ist vorzüglich, nur dass unter den vielen sehr schönen Holzschnitten sich auch einige von schattirten Maschinen befinden, welche selbst mässigen Anforderungen nicht recht genügen können. W.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. **Band XXII. Heft 6.** **Juniheft.**

Abhandlungen.

Ueber den Ausfluss des Wassers aus einem Gefässe unter Beachtung des Arbeitsverlustes durch den freien Fall des Wassers.

Von Dr. **C. Th. Meyer** in Stollberg (Königreich Sachsen).

(Fortsetzung von Seite 145.)

II.

Ist die Mündung des Gefässes D verengt oder erweitert, so dass der Querschnitt der Mündung nicht mehr F, sondern G beträgt, s. Fig. 8 u. 10, so ändern sich die Verhältnisse und Formeln nicht unwesentlich. Grosse Verschiedenheit bedingt z. Th. auch die Berücksichtigung der Zuflussgeschwindigkeit c. Wir werden im Folgenden diese allgemeinen Fälle näher betrachten. Wir haben bei der Betrachtung wieder die drei Fälle zu unterscheiden: Voller Ausfluss, voller Ausfluss mit Arbeitsverlust, voller Arbeitsverlust beim Uebertritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

A) Voller Ausfluss beim Uebertritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

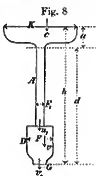


Fig. 8

a) Die Ausmündung des Gefässes D verengt, so dass $G < F$, s. Fig. 8. Die Zuflussgeschwindigkeit des Wassers sei $= c$ bei einer Fläche K des Wasserspiegels im Wasserzuführungsbassin, so dass $c = \frac{F_1 u_1}{K} = \frac{G v_2}{K}$ ist. Wir setzen durchgängig $K \geqq F_1$ voraus und sehen von allen Arbeitsverlusten beim Eintritt des Wassers in die Röhre A ab. Die Druckhöhe der grössten Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Zuführungsbassin oder dem erweiterten Röhrentheil in die Röhre A fliessen kann, beträgt unter Berücksichtigung der Zuflussgeschwindigkeit c

$$a + b + \frac{c^2}{2g},$$

und es ergiebt sich hiernach

$$\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b + \frac{c^2}{2g}.$$

Führt man für $u_1 = \frac{G \cdot v_2}{F_1}$, für $c = \frac{G \cdot v_2}{K}$ ein, so folgt

$$\frac{G^2 \cdot v_2^2}{F_1^2 \cdot 2g} \leqq a + b + \frac{G^2 \cdot v_2^2}{K^2 \cdot 2g}$$

und

$$\frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{K^2}\right) \leqq a + b \leqq h - d + b,$$

da $a = h - d$ ist, wenn wie bisher d die Höhe von der Mündung des Gefässes D bis zur Zuführungshöhe a bezeichnet. Nun ist ferner

$$\frac{v_2^2}{2g} = h + \frac{c^2}{2g} = h + \frac{G^2 \cdot v_2^2}{K^2 \cdot 2g}$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 - \frac{G^2}{K^2}},$$

man erhält daher

$$h\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{K^2}\right) \leqq (h - d + b)\left(1 - \frac{G^2}{K^2}\right)$$

und hieraus

$$d \leqq \frac{h\left(1 - \frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2} + \frac{G^2}{K^2}\right)}{1 - \frac{G^2}{K^2}} + b \leqq \frac{h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right)}{1 - \frac{G^2}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird $d \leqq h\left(1 - \frac{G^2}{K^2}\right) + b$, und setzt man noch $G = F$ voraus, nimmt also keine Verengung an, so folgt $d \leqq h\left(1 - \frac{F^2}{F_1^2}\right) + b$, wie bereits unter I. 1) gefunden. Unter Beachtung der Zuflussgeschwindigkeit c wird für $G = F$

$$d \leqq \frac{h\left(1 - \frac{F^2}{F_1^2}\right)}{1 - \frac{F^2}{K^2}} + b.$$

Ist $G > F_1$ und $K > G$, so wird der rechte Theil obiger Gleichung negativ, und es darf folglich eine bestimmte Druckhöhe nicht überschritten werden, ohne dass der volle Ausfluss aufhört. Ist z. B. $G = {}^5/_4 F_1$ und $K = 5 F_1$, so wird $d \leqq b - {}^3/_5 h$; es muss also

$h < {}^5/_3\, b$ sein. Nimmt man $h = b$, so folgt $d \leqq {}^2/_5\, b$; von dieser Höhe an muss die Röhre A erweitert werden.

Für $G < F_1$ wird $h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right)$ eine positive Grösse, es kann daher der volle Ausfluss bei jeder Druckhöhe stattfinden, nur muss die Röhrentour je nach der gegebenen Druckhöhe h von der Höhe d an erweitert werden. Ist z. B. $G = {}^1/_2\, F_1$ und $c = 0$, so folgt $d < h(1 - {}^1/_4) + b = {}^3/_4\, h + b$. Für $b = {}^1/_4\, h$, d. i. $h = 4b$, kann die Röhrentour gleiche Weite behalten, ist aber h grösser, z. B. $h = 5b$, so muss sie von der Höhe d, d. i. für $h = 5b$ von der Höhe $d = 4\,{}^3/_4\, b$ an erweitert werden.

Ist $G = {}^3/_4\, F_1$ und $c = 0$, so wird $d \leqq {}^7/_{16}\, h + b$, und ist $G = {}^4/_5\, F_1$, so wird $d \leqq {}^9/_{25}\, h + b$, z. B. für $h = 5b$ wird $d < 2\,{}^4/_5\, b$.

Für $G = {}^1/_2\, F_1$ und $K = 10\, F_1$ folgt

$$d < \frac{h(1 - {}^1/_4)}{1 - {}^1/_{400}} + b < \frac{3}{3.99} h + b.$$

Für $G = F_1$ und $K > F_1 > G$ wird $d \leqq b$, d. i. bei einer Druckhöhe $h > b$ muss die Röhrentour von der Höhe b an erweitert werden.

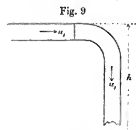
Ist $K = G$ und $G > F_1$, so giebt die Gleichung $d \leqq -\infty + b$; d. h. für diese Verhältnisse kann kein voller Ausfluss stattfinden. Es zeigt auch schon die Gleichung für die Geschwindigkeit v_2, nämlich

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 - \frac{G^2}{K^2}},$$

welche $v_2 = \infty$ für $K = G$ giebt, dass ein solches Verhalten nicht vorkommen kann. Ein ähnliches Verhältniss ist bereits in Weisbach's „Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", 4. Aufl., S. 769, besprochen. Auch $K < G$ kann nicht vorkommen, da man dann v_2^2 negativ erhält.

Für $K = F_1$ (Fig. 9) würde man erhalten $d = h + b$; das würde heissen: die Röhrentour kann für den Fall, dass das Wasser mit der Geschwindigkeit u_1 zugeführt wird, bei jeder Druckhöhe gleich weit sein; aber es ist auch dieses Vorkommen nur in einem Falle möglich. Die Gleichung für v_2 wird nämlich dann $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 - \frac{G^2}{F_1^2}}$, man erhält somit bei $G = F_1$ $v_2 = \infty$, bei $G > F_1$ einen imaginären Werth und nur bei $G < F_1$ einen positiven Werth für v_2.

Fig. 9

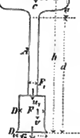


Da es auf den Querschnitt F gar nicht ankommt, wie man aus den Formeln sieht, so gelten solche auch dann, wenn $F = F_1$ ist, d. i. für eine an der Ausmündung zusammengezogene Röhre.

b) Ist die Mündung des Ausflussgefässes D **erweitert**, so hat man wieder zu unterscheiden, ob bei dem Eintritt des Wassers in die Mündung voller Ausfluss oder voller Ausfluss mit Arbeitsverlust oder voller Arbeitsverlust stattfindet.

α) Es finde beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1 (Fig. 10) voller Ausfluss, also kein Arbeitsverlust statt. Die vorhergehende Ableitung unter a) kann hier wörtlich wiederholt werden, man erhält daher auch ganz dieselben Formeln, nämlich

Fig. 10



$$d < \frac{h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right)}{1 - \frac{G^2}{K^2}} + b$$

und für $c = 0$, also $K = \infty$,

$$d \leqq h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right) + b,$$

nur ist nun $G > F$. Die Formel gilt auch für $G = F$, man hat daher ganz dasselbe Verhalten, als ob das ganze Gefäss D den Querschnitt G hätte. Für $F = F_1$ erhalten wir eine bei der Ausmündung erweiterte Röhre.

β) Es finde beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1, Fig. 11, voller Ausfluss mit Arbeitsverlust statt. Auch hier haben wir die Bedingung

$$\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b + \frac{c^2}{2g} \leqq h - d + b + \frac{c^2}{2g},$$

also

$$d \leqq h + b + \frac{c^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

und, da $u_1 = \frac{G\, v_2}{F_1}$ und $c = \frac{G\, v_2}{K}$ ist,

$$d \leqq h + b + \left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)\frac{v_2^2}{2g}.$$

Nun ist für den vorliegenden Fall

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(v - v_2)^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$

und hiernach

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{\left(\frac{G\,.\,v_2}{F} - v_2\right)^2}{2g} + \frac{G^2\,.\,v_2^2}{K^2\,.\,2g},\quad \frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}},$$

folglich wird, führt man diesen Werth für $\frac{v_2^2}{2g}$ in obige Gleichung ein,

$$d \leqq h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)h}{1 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}} \leqq \frac{h\left[1 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{F_1^2}\right]}{1 - \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}} + b$$

$$\leqq \frac{h\left[\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2 - \frac{1}{F_1^2}\right]}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b.$$

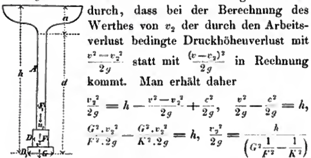
Für $c = 0$, also $K = \infty$, folgt

$$d \leqq \frac{h\left[\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2 - \frac{1}{F_1^2}\right]}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2} + b.$$

Setzt man noch $G = F$ voraus, so erhält man für das Gefäss ohne erweiterte Mündung $d \leqq h\left(1 - \frac{F^2}{F_1^2}\right) + b$, wie schon früher gefunden.

γ) Voller Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1, Fig. 11. Die Ableitung unterscheidet sich von der vorigen nur dadurch, dass bei der Berechnung des Werthes von v_2 der durch den Arbeitsverlust bedingte Druckhöhenverlust mit $\frac{v^2 - v_2^2}{2g}$ statt mit $\frac{(v - v_2)^2}{2g}$ in Rechnung kommt. Man erhält daher

Fig. 11



$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{v^2 - v_2^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}, \quad \frac{v^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} = h,$$

$$\frac{G^2 . v_2^2}{F^2 . 2g} - \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g} = h, \quad \frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{\left(G^2 \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}\right)}$$

und somit

$$d \leqq h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right) h}{G^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}\right)} \leqq \frac{h\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1^2}\right)}{\frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird $d \leqq h\left(1 - \frac{F^2}{F_1^2}\right) + b$. Diese Gleichungen stimmen ganz mit denen für ein Gefäss ohne Erweiterung der Ausmündung überein, vergl. A. a); es ist also unter den angenommenen Voraussetzungen die Erweiterung ohne Einfluss. Hierbei ist noch zu bemerken, dass, da im vorliegenden Falle kein Anlegen des Wasserstrahls an die Rohrwandung der Ausmündung D_1 stattfindet, wie beim vollen Ausfluss oder vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust, das abgehandelte Verhalten bei kurzer Ausmündung D_1 wol schwerlich eintreten dürfte; die Wasserwirbel haben auf die kurze Länge des Ausmündungstheiles nicht die Fähigkeit, die Wassermenge des ganzen Querschnittes in gleichmässige Bewegung zu versetzen, und es wird daher das Wasser mit der Geschwindigkeit v durch die kurze Ausmündung hindurchschiessen.

B) **Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Uebergang des Wassers aus dem Rohre A in das Gefäss D.**

a) Die Ausmündung des Gefässes D ist verengt, also die Ausflussöffnung G kleiner als der Querschnitt F des Gefässes (Fig. 8). Die für das regelmässige Nachfliessen des Wassers in dem Rohre A erforderliche, durch die Gleichung $\frac{u_1^2}{2g} \leqq a + b + \frac{c^2}{2g}$ ausgedrückte Bedingung muss auch hier erfüllt sein, es wird also auch in diesem Falle

$$d \leqq h + b + \left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)\frac{v_2^2}{2g}.$$

Aus der Druckhöhe h, der Zuflussgeschwindigkeit c und der Druckhöhe des Arbeitsverlustes $\frac{(u_1 - v)^2}{2g}$ folgt der Werth

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(u_1 - v)^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$

und, da $v = \frac{G v_2}{F}$ ist,

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{\left(\frac{G}{F_1} v_2 - \frac{G v_2}{F}\right)^2}{2g} + \frac{G^2 v_2^2}{K^2 . 2g}$$

und hieraus

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}.$$

Führt man diesen Werth für $\frac{v_2^2}{2g}$ in obige Gleichung ein, so ergiebt sich

$$d \leqq h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right) h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}} \leqq \frac{h\left[\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{F_1^2}\right]}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b$$

$$\leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$d \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2} + b.$$

Für $G = F$, also keine verengte Mündung, folgt

$$d \leqq \frac{2h\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{F^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b \leqq \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 - \frac{F^2}{K^2}} + b$$

und ist noch $c = 0$,

$$d \leqq \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2} + b \leqq \frac{2h(F_1^2 - F F_1)}{F_1^2 + (F - F_1)^2} + b,$$

wie unter I. 2).

Für $G = F$, d. i. findet keine Verengung der Ausmündung statt, ist also

$$d \leqq \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 - \frac{F^2}{K^2}} + b,$$

und nehmen wir noch $F_1 = {}^1/_2 F$ an, so folgt

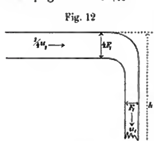
$$d \leqq b - \frac{2h}{2 - \frac{F^2}{K^2}}.$$

Betrachten wir die Verhältnisse, die sich aus dieser Formel ergeben, etwas näher. Für $c = 0$, also $K = \infty$, erhalten wir wie unter I. 2) $d \leqq b - h$; es muss also $h < b$ sein. Für $K = F$ folgt $d \leqq b - 2h$, es muss also für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust $b > 2h$, d. i. $h < \frac{b}{2}$ sein. Für $K = 4F$ wird $d \leqq b - {}^{32}/_{31} h$; es muss also $b > {}^{32}/_{31} h$, d. i. $h < {}^{31}/_{32} b < 0{,}97\, b$ sein. Nimmt man $h = 0{,}8\, b$, so giebt die Rechnung $d = 0{,}18\, b$, es muss also die Röhre A von einer Höhe $= 0{,}18\, b$ an erweitert werden bis zu $K = 4F$ bei der Einmündung. $K = F_1 = {}^1/_2 F$ würde ergeben $d = b + h$, d. i. gleich weite Röhrentour bei jeder Druckhöhe; kann aber nicht vorkommen, da dann v_2^2 negativ würde. Für $\frac{F^2}{K^2} = 2$, d. i. für $K = F\sqrt{{}^1/_2} = 0{,}7\, F$, also $K = 1{,}4\, F_1$, folgt $d \leqq b - \frac{2h}{0} \leqq b - \infty h$; es müsste also $b > \infty h$, d. i. $h < \frac{b}{\infty} < 0$ sein, d. h. es kann unmöglich voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden. Bei $K = 0{,}7\, F$ ist also gar kein voller Ausfluss mit Arbeitsverlust möglich,

bei $K = F$ nur so lange, als $h < \frac{b}{2}$ ist, bei $K = 4F$ so lange, als $h < 0{,}97\,b$ ist, bei $K = \infty$ muss $h < b$ sein. Wird K kleiner als $0{,}7\,F$ angenommen, liegt der Werth für K also zwischen $0{,}7\,F$ und $0{,}5\,F$, d. i. zwischen $1{,}4\,F_1$ und F_1, so kann kein voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden, da man für die Geschwindigkeit v_2 einen imaginären Werth erhalten würde.

Für $G = F_1 = {}^1\!/_2\,F$ giebt die Formel $d \leqq \frac{h}{G - \frac{F^2}{K^2}} + b$ und für $c = 0$ $d \leqq {}^1\!/_5\,h + b$. Im letzteren Falle wird, wenn $b = {}^4\!/_5\,h$, also $h = {}^5\!/_4\,b$ ist, eine gleich weite Röhrentour hinreichen; bei $h = 3b$ muss die Röhrentour von der Höhe $d = 1\,{}^3\!/_5\,b$ an erweitert werden. Setzt man $K = F_1$, so erhält man $d \leqq h + b$, also gleich weite Röhrentour bei jeder Druckhöhe. $K = 2F = 4F_1$ giebt $d \leqq {}^4\!/_{15}\,h + b$. Für $b = {}^{11}\!/_{15}\,h$, d. i. $h = 1\,{}^4\!/_{15}\,b$ kann somit die Röhrentour bis zur oberen Einmündung gleiche Weite haben; die Zuflussgeschwindigkeit ist dann ${}^1\!/_4\,u_1$, Fig. 12; ist dagegen $h = 4b$, so muss sich die Röhrentour von der Höhe $d = 2\,{}^1\!/_{16}\,b$ an bis zur Einflussöffnung $= 4F_1$ allmälig erweitern.

Fig. 12



Da das Verhalten, wenn das Wasser mit der Geschwindigkeit $c = u_1$ zugeführt wird, für die späteren Betrachtungen wichtig ist, so wollen wir etwas ausführlicher auf die Voraussetzung $K = F_1$, d. i. eben $u_1 = c$, eingehen. Für diese Annahme giebt die Formel $d \leqq h + b$, d. i. gleich weite Röhrentour bei jeder Druckhöhe; es fragt sich aber nun: unter welchen Bedingungen ist ein solches Vorkommen möglich? Die Formel für die Ausflussgeschwindigkeit

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K}}$$

giebt für $K = F_1$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{F_1^2}} = \frac{h}{1 + G^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)}.$$

Für $G = F$ entsteht $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{2\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}$; nun ist $\frac{F}{F_1} > 1$, folglich erhält man für $\frac{v_2^2}{2g}$ einen negativen Werth, und es kann somit für $G = F$ voller Ausfluss mit Arbeitsverlust nicht stattfinden. Je grösser G wird, desto grösser wird der negative Theil $G^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)$; es muss somit unbedingt $G < F$ sein. Allgemein muss, soll voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden können, $1 > G^2\left(\frac{2}{F_1 F} - \frac{1}{F^2}\right)$ sein, denn nur dann folgt ein reeller Werth für v_2. Aus dieser Gleichung folgt $G < F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$ und, setzt man $\frac{F_1}{F} = n$, $G < F_1\sqrt{\frac{1}{2n - n^2}}$. Z. B. für $\frac{F_1}{F} = n = {}^1\!/_2$ muss $G < F_1\sqrt{{}^4\!/_3} < 1{,}155\,F_1$ sein.

b) Die Mündung des Ausflussgefässes D sei erweitert.

α) Es finde beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1 voller Ausfluss statt (s. Fig. 10). Man gelangt zu denselben Formeln wie bereits unter B. a) angegeben, also

$$d \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b$$

und für $c = 0$, also $K = \infty$,

$$d \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2} + b.$$

Nur ist nun hier $G > F$.

β) Es finde beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1 voller Ausfluss mit Arbeitsverlust statt (Fig. 11). In der Gleichung

$$d \leqq h + b + \left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)\frac{v_2^2}{2g}$$

ist für v_2 der sich aus der gegebenen Druckhöhe h, den Arbeitsverlusten und der Zuflussgeschwindigkeit c ergebende Ausdruck einzuführen. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(u_1 - v)^2}{2g} - \frac{(v - v_2)^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$

und folglich, da $v = \frac{G v_2}{F}$ ist,

$$\frac{v_2^2}{2g}\left[1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}\right] = h$$

und

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}.$$

Führt man diesen Werth in die Gleichung für d ein, so erhält man:

$$d \leqq h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)h}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}$$

$$\leqq \frac{h\left[1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{F_1^2}\right]}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}} + b$$

$$\leqq \frac{2h\left[1 + \frac{G}{F}\left(\frac{G}{F} - \frac{G}{F_1} - 1\right)\right]}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}} + b$$

$$\leqq \frac{2h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{F.F_1} - \frac{1}{F.G}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, folgt:

$$d \leqq \frac{2h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1.F} - \frac{1}{G.F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 + \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{G}\right)^2} + b.$$

Für $G = F$, also ein Gefäss D ohne Erweiterung, giebt die Formel

$$d \leqq \frac{2h\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1 F}\right)}{\frac{1}{F^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{1}{K^2}} + b \leqq \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 - \frac{F^2}{K^2}} + b$$

und, wenn $c = 0$, also $K = \infty$ ist,

$$d \leqq \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{1 + \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2} + b,$$

vergl. B. a) und I. 2).

Fig. 13

Beispiel. Für $F_1 = \frac{1}{2} G$ und $F = \frac{3}{4} G$, s. Fig. 13, ferner $c = 0$, also $K = \infty$, giebt obige Gleichung $d \leqq b - 1{,}57\, h$; es muss folglich $b > 1{,}57\, h$, d. i. $h < \frac{b}{1{,}57}$ sein. Dieses Resultat kann für den ersten Augenblick auffällig erscheinen, da wir unter I. 2) für $F = G$ und $F_1 = \frac{1}{2} F$ $h < b$ fanden; es ist aber ganz mit dem Bisherigen in Uebereinstimmung, denn durch das Zwischenglied D nähert sich das Verhältniss mehr dem des vollen Ausflusses, bei welchem für $F_1 = \frac{1}{2} F$ nur $h < \frac{b}{3}$ war.

γ) Voller Arbeitsverlust beim Uebergang des Wassers aus dem Gefässe D in die Mündung D_1, Fig. 11. Die Ableitung ist von der vorigen nur dadurch verschieden, dass wir für den Eintritt des Wassers in die Mündung D_1 den Druckhöhenverlust $\frac{v^2 - v_2^2}{2g}$ statt dort $\frac{(v - v_2)^2}{2g}$ zu berücksichtigen haben. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(u_1 - v)^2}{2g} - \frac{v^2 - v_2^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$

$$= h - \frac{\left(\frac{G v_2}{F_1} - \frac{G v_2}{F}\right)^2}{2g} - \frac{G^2 . v_2^2}{F^2 . 2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g},$$

$$\frac{v_2^2}{2g}\left[1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \frac{G^2}{F^2} - 1 - \frac{G^2}{K^2}\right] = h,$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{\left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}}.$$

Führt man diesen Werth für $\frac{v_2^2}{2g}$ in die Gleichung

$$d \leqq h + b + \left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)\frac{v_2^2}{2g}$$

ein, so folgt

$$d \leqq h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)h}{\left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}} \leqq \frac{h\left[\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1^2}\right]}{\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}} + b$$

$$\leqq \frac{2h\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1 F}\right)}{\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}} + b < \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{\left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 + 1 - \frac{F^2}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$d < \frac{2h\left(1 - \frac{F}{F_1}\right)}{\left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 + 1} + b,$$

ganz wie unter I. 2). Der die Erweiterung bestimmende Werth G kommt gar nicht in dem Ausdruck für d vor, ist also ohne Einfluss. Hierbei ist noch die Bemerkung zu A. b. γ) zu berücksichtigen.

C) Voller Arbeitsverlust beim Uebergang des Wassers aus dem Rohre A in das Gefäss D. Dieses Verhalten wird allemal eintreten, wenn F viel grösser als F_1 ist, sowie auch in den meisten Fällen, wenn A in die Seitenwandung von D einmündet.

a) Die Ausflussöffnung G ist kleiner als der Querschnitt F des Gefässes D (Fig. 8). Für vorliegenden Fall ist wie bisher

$$\frac{u_1^2}{2g} < a + b + \frac{c^2}{2g} \leqq a + b + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2 . 2g},$$

somit

$$\frac{u_1^2}{2g}\left(1 - \frac{F_1^2}{K^2}\right) \leqq a + b,$$

und führt man für u_1 den Werth $\frac{G v_2}{F_1}$ ein,

$$\frac{v_2^2}{2g} \cdot \frac{G^2}{F_1^2}\left(1 - \frac{F_1^2}{K^2}\right) < a + b \leqq h - d + b.$$

Es ist ferner

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{u_1^2 - v^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} = h - \frac{G^2 . v_2^2}{F_1^2 . 2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{F^2 . 2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g}$$

und hiernach

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}},$$

folglich:

$$h\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{K^2}\right) \leqq (h - d + b)\left(1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}\right),$$

$$d \leqq \frac{h\left(1 - \frac{G^2}{F^2}\right)}{1 - \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}} + b \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$d \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}} + b.$$

Für $G = F$, also keine verengte Ausmündung des Gefässes, folgt $d \leqq b$, wie wir schon früher sahen.

Ist $K = F_1$, so ergiebt sich $d < h + b$, d. i. gleich weite Röhrentour bei jeder Druckhöhe, wenn das Wasser der Röhre A mit der Geschwindigkeit u_1 zufliesst. $G = F$ und $K = F_1$ giebt den unbestimmten Werth $\frac{0}{0} + b$; es ist aber dieses Vorkommen nicht möglich, da für v_2 nach obiger Gleichung $v_2 = \infty$ würde, vergl. Seite 243. Für $G = F_1$ erhält man $d \leqq \frac{h\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{2}{F_1^2} - \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}} + b$, und ist noch $c = 0$, also $K = \infty$, $d \leqq \frac{h(F^2 - F_1^2)}{2F^2 - F_1^2} + b$.

Beispiel. Es sei $c = 0$, $G = F_1 = \frac{1}{2} F$. Man erhält $d < \frac{3}{7} h + b$. Für $h = \frac{7}{4} b$ wird $d = h$, es kann also die Röhrentour gleiche Weite behalten. Für $h = 2b$ wird $d = 1\frac{6}{7} b$; d. i. die Röhrentour muss von dieser Höhe an erweitert werden. Für $G = F_1$ und $F_1 = \frac{4}{5} F$ folgt $d \leqq \frac{9}{34} h + d$, also $d = h$, wenn $h = \frac{34}{25} b$ ist, die Druckhöhe, bis zu welcher eine gleich weite Röhrentour angewendet werden kann, also etwas kleiner.

b) Die Ausmündung des Gefässes D ist grösser als der Querschnitt F desselben.

α) Voller Ausfluss beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1 (Fig. 10). Da kein Verlust beim

Uebergang des Wassers aus der Geschwindigkeit v in die kleinere Geschwindigkeit v_2 stattfindet, so hat man ganz dieselbe Ableitung und erhält die gleichen Formeln wie unter a); es wird

$$d < \frac{h\left(1-\frac{G^2}{F^2}\right)}{1-\frac{G^2}{F_1^2}-\frac{G^2}{F^2}-\frac{G^2}{K^2}}+b \leqq \frac{h\left(\frac{1}{G^2}-\frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2}+\frac{1}{F_1^2}-\frac{1}{F^2}-\frac{1}{K^2}}+b,$$

und für $c = 0$, also $K = \infty$,

$$d < \frac{h\left(\frac{1}{G^2}-\frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2}+\frac{1}{F_1^2}-\frac{1}{F^2}}+b.$$

Für $G = F$ erhält man wie früher $d < b$.

Beispiel. Es sei $F_1 = {}^1/_2 F$, $G = {}^5/_4 F$, $c = 0$. Es wird dann $d \leqq b - {}^9/_{91} h \leqq b - 0{,}099\, h$. Es muss also $b > {}^9/_{91} h$, d. i. $h < {}^{91}/_9 b < 10{,}1\, b$ sein, wenn voller Ausfluss stattfinden soll. Für $h = 10\, b$ wird $d < b - 0{,}099 \,.\, 10\, b \leqq 0{,}01\, b$. Für $h = 6b$ wird $d < 0{,}406 b$. Für $h = b - 0{,}099 h$, d. i. $h = \frac{b}{1{,}099} = 0{,}91\, b$, wird $d = h$, es reicht also eine gleich weite Röhrentour aus.

β) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1, Fig. 11. Wir haben hier in die Gleichung

$$d \leqq h + b + \frac{c^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} < h + b + \left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)\frac{v_2^2}{2g}$$

für $\frac{v_2^2}{2g}$ einzuführen

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{u_1^2 - v^2}{2g} - \frac{(v - v_2)^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$

$$= h - \frac{G^2 . v_2^2}{F_1^2 . 2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{F^2 . 2g} - \frac{\left(\frac{G . v_2}{F} - v_2\right)^2}{2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g},$$

d. i.

$$\frac{v_2^2}{2g}\left(1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}\right) = h,$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{2 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{K^2}};$$

es wird dann

$$d < h + b + \frac{\left(\frac{G^2}{K^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right)h}{2 + \frac{G^2}{F_1^2} - 2\frac{G}{F} - \frac{G^2}{K^2}} < \frac{2h\left(1 - \frac{G}{F}\right)}{2\left(1 - \frac{G}{F}\right) + G^2\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}\right)} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, folgt

$$d < \frac{2h\left(1 - \frac{G}{F}\right)}{2\left(1 - \frac{G}{F}\right) + \frac{G^2}{F_1^2}} + b.$$

γ) Voller Arbeitsverlust beim Uebergang des Wassers in die erweiterte Mündung, Fig. 11. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{u_1^2 - v^2}{2g} - \frac{v^2 - v_2^2}{2g} + \frac{c^2}{2g},$$

$$0 = h - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2},$$

folglich

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{h}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}},$$

es wird daher

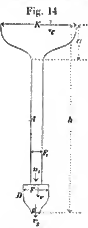
$$d \leqq h + b + \frac{c^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2 . 2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$\leqq h + b + \left(\frac{F_1^2}{K^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g} \leqq h + b + \frac{\left(\frac{F_1^2}{K^2} - 1\right)h}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} \leqq b,$$

wie unter I. 3). Auch hier ist die Bemerkung zu A. b. γ) zu berücksichtigen. —

Ueberschreitet die Höhe der **gleich weiten** Röhrentour A die für den vollen Arbeitsverlust berechnete Höhe d, so tritt, wie schon S. 151 u. folg. für einen speciellen Fall behandelt, der **Verlust durch den freien Fall des Wassers** ein. Betrachten wir nun die hierbei vorkommenden Verhältnisse für **verengten** und **erweiterten** Querschnitt der Ausmündung des Gefässes D unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Zuflussgeschwindigkeit c.

Fig. 14



a) Die Ausflussöffnung G sei **kleiner** als der Querschnitt des Gefässes D, Fig. 14. Da Verlust durch den freien Fall des Wassers vorausgesetzt wird, so dürfte für den Uebergang des Wassers von A nach D in den meisten Fällen **voller Arbeitsverlust** angenommen werden, wir betrachten daher dieses Verhalten zunächst und gehen auf die Fälle, wenn bei Verlust durch den freien Fall des Wassers voller Ausfluss oder voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Uebergang des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D stattfindet, erst später ein. Ist das Gefäss D nicht allmälig zusammengezogen, sondern hat eine Oeffnung in der dünnen Wand, wie Fig. 15, so ist bei Bestimmung des Werthes von G die Contraction des Wasserstrahls zu berücksichtigen; wir setzen im Folgenden ein Gefäss wie Fig. 14 voraus.

Fig. 15

Unter Beachtung der Zuflussgeschwindigkeit c ist

$$\frac{u_1^2}{2g} = a + b + \frac{c^2}{2g}$$

und, da $c = \frac{F_1 u_1}{K}$ ist,

$$\frac{u_1^2}{2g} = a + b + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2 . 2g} = \frac{a + b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$$

und somit

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2g(a+b)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}} = \sqrt{\frac{2g(a+b)}{G^2\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}\right)}}.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, erhalten wir $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}$, und für $G = F$, also die Ausflussöffnung nicht verengt, wird $v_2 = \frac{F_1}{F}\sqrt{\frac{2g(a+b)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}}$, bei $c = 0$ $v_2 = \frac{F_1}{F}\sqrt{2g(a+b)}$.

Wird G klein angenommen, so erhält man für v_2 einen grossen Werth, es ist daher wohl zu beachten, dass v_2 nicht grösser werden kann, als wenn die ganze

Röhre A mit Wasser gefüllt ist, also die ganze Druckhöhe h in Rechnung kommt. In letzterem Falle ist aber

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{u_1^2 - v^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} = h - \frac{G^2 . v_2^2}{F_1^2 . 2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{F^2 . 2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g},$$

also $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}} = \frac{h}{G^2\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}\right)}$

und somit

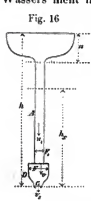
$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{G^2\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}\right)}};$$

es kann daher v_2 nicht grösser werden als der Werth, den man durch die letztere Gleichung erhält. Resultirt v_2 durch die obige Gleichung für den Verlust durch freien Fall des Wassers grösser, so ist dies ein Beweis, dass man es eben nicht mehr mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun hat, also obige Gleichung nicht in Anwendung kommen kann. Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird die Gleichung für den Verlust durch den freien Fall des Wassers $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}$, es kann aber v_2 nicht grösser werden als

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2gh}{\frac{F_1^2}{G^2} + 1 - \frac{F_1^2}{F^2}}} = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2gh}{1 + F_1^2\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}}.$$

Setzen wir beispielsweise $G = F_1$, $F_1 = 1/2\, F$ und $c = 0$, so erhalten wir durch letztere Gleichung $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{2 - 1/4}} = \sqrt{4/7}\sqrt{2gh} = 0{,}76\sqrt{2gh}$. Die Gleichung $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}$ für den Verlust durch den freien Fall des Wassers giebt für $G = F_1$ $v_2 = \sqrt{2g(a+b)}$, es kann also $a + b$ wol kleiner, aber nicht grösser sein als $4/7\, h$, d. i. $a + b < 4/7\, h$ und somit $h > 7/4(a + b)$. Ist also $h > 7/4(a+b)$, so wird Verlust durch den freien Fall des Wassers stattfinden, ist aber $h < 7/4(a + b)$, so ist die Röhre mit Wasser gefüllt, und es kann die Formel für den Verlust durch den freien Fall des Wassers nicht in Anwendung kommen.

Fig. 16



Es fragt sich nun ferner: Wie hoch steht das Wasser in der Röhre A? Es ist die Höhe der Wassersäule h_x, Fig. 16, zu bestimmen. Wir berechnen die Ausflussgeschwindigkeit v_2 für die Wassersäule h_x und erhalten dadurch, da uns v_2 bekannt, eine Gleichung für die Unbekannte h_x. Wir haben eine Wassersäule h_x, eine Zuflussgeschwindigkeit u_1; über der Wassersäule befindet sich gleichsam luftleerer Raum, es wirkt also der Atmosphärendruck dem Ausfluss entgegen und ist somit $h_x - b$ statt h_x als Druckhöhe einzuführen, wenn wir das Verhalten mit dem gewöhnlichen in lufterfülltem Raume vergleichen; beim Uebergang des Wassers von A nach D findet voller Arbeitsverlust statt. Hiernach wird

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2 - v^2}{2g},$$

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} + b.$$

Nun ist $v_2 = \frac{F_1 . u_1}{G}$, $v = \frac{F_1 . u_1}{F}$, $\frac{u_1^2}{2g} = a + b + \frac{c^2}{2g}$ $= a + b + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2}$, d. i. $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$, es ergiebt sich daher

$$h_x = \left(\frac{F_1^2}{G^2} - \frac{F_1^2}{F^2}\right)\frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} + b = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, d. i. $K = \infty$, wird

$$h_x = (a+b)\, F_1^2\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right) + b.$$

Für das obige Beispiel, worin $G = F_1$, $F_1 = 1/2\, F$, $c = 0$ giebt die Gleichung

$$h_x = (1 - 1/4)(a+b) + b = 3/4\, a + 7/4\, b.$$

Für $G = F_1 = 1/2\, F$ und $K = 5\, F_1$ folgt

$$h_x = \frac{(a+b)(1 - 1/4)}{1 - 1/25} + b = 25/32\, a + 1\, 25/32\, b,$$

es steigt also unter übrigens gleichen Verhältnissen die Wassersäule, wenn K kleiner, d. i. c grösser wird. Für $G = F$ und $K > F_1$ folgt $h_x = b$. Wird $K = F_1$ angenommen, fliesst also das Wasser mit der Geschwindigkeit u_1 zu, so erhält man bei $G < F$, da $\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2} = 0$ ist, $h_x = \infty + b$, es bleibt also die Röhre A mit Wasser gefüllt, und man hat es nicht mehr mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun. Für $G = F$ und $K = F_1$ erhält man $h_x = \frac{0}{0} + b$; die Formel giebt also kein hinreichend scharfes Anhalten, doch lässt sich aus der Ableitung ersehen, dass dann $h_x = b$ wird, denn es ist dann $\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g}$. Ist hierbei $h < b$, so ist der Fall nicht denkbar, wie aus der Gleichung für v_2 hervorgeht (vergl. S. 250); die Röhren- und Gefässquerschnitte werden nicht mit Wasser ausgefüllt.

Ist v_2 berechnet, so erhält man $h_x = \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{F^2}\right) + b$. Resultirt $h_x \gtreqless h - a$, so hat man es nicht mehr mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun, kann also auch die für diesen geltenden Formeln nicht mehr anwenden.

Hat man h_x berechnet, so kann man umgekehrt v_2 finden; es wird

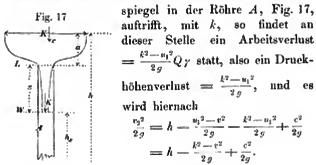
$$v_2 = \sqrt{\frac{2g(h_x - b)}{1 - \frac{G^2}{F^2}}}.$$

Wir fanden aber z. B. $h_x = 3/4\, a + 7/4\, b$ für $G = F_1 = 1/2\, F$ und $c = 0$; es wird daher

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g(3/4\, a + 7/4\, b - b)}{3/4}} = \sqrt{2g(a+b)}.$$

Eine andere Ableitung für die Wassersäulenhöhe h_x bei Verlust durch den freien Fall des Wassers ist

folgende: Bezeichnet man die Geschwindigkeit, mit welcher das frei herabfallende Wasser auf dem Wasserspiegel in der Röhre A, Fig. 17, auftrifft, mit k, so findet an dieser Stelle ein Arbeitsverlust $= \frac{k^2 - u_1^2}{2g} Q\gamma$ statt, also ein Druckhöhenverlust $= \frac{k^2 - u_1^2}{2g}$, und es wird hiernach


Fig. 17

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{u_1^2 - v^2}{2g} - \frac{k^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}$$
$$= h - \frac{k^2 - v^2}{2g} + \frac{c^2}{2g}.$$

Setzt man ein für $v_2 = \frac{F_1 u_1}{G}$, für $v = \frac{F_1 u_1}{F}$, für $c = \frac{F_1 u_1}{K}$ und berücksichtigt, dass $\frac{u_1^2}{2g} = a + b + \frac{c^2}{2g} = a + b + \frac{F_1^2 u_1^2}{K^2 . 2g}$, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$ ist, so folgt

$$\frac{F_1^2 . u_1^2}{G^2 . 2g} = h - \frac{k^2}{2g} + \frac{F_1^2 . u_1^2}{F^2 . 2g} + \frac{F_1^2 . u_1^2}{K^2 . 2g},$$
$$\frac{k^2}{2g} = h + \frac{u_1^2}{2g}\left(\frac{F_1^2}{F^2} - \frac{F_1^2}{G^2} + \frac{F_1^2}{K^2}\right) = h + \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} . F_1^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{G^2} + \frac{1}{K^2}\right).$$

Das mit der Geschwindigkeit u_1 bei L in die Röhre A eintretende Wasser erlangt beim Falle auf die Höhe $LW = s$ die Geschwindigkeit k, es ist daher die Fallhöhe $s = \frac{k^2 - u_1^2}{2g}$. Für $\frac{k^2}{2g} = h + \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} . F_1^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{G^2} + \frac{1}{K^2}\right)$, für $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$ eingesetzt, giebt

$$s = h + \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} F_1^2 \left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{G^2} + \frac{1}{K^2}\right) - \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$$
$$= h + \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{F_1^2}{F^2} - \frac{F_1^2}{G^2} + \frac{F_1^2}{K^2} - 1\right),$$

und man erhält

$$h_x = h - a - s = h - a - h + \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(1 + \frac{F_1^2}{G^2} - \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{F_1^2}{K^2}\right)$$
$$= \frac{(a+b) F_1^2 \left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} + b = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}} + b,$$

wie früher.*)

Unterwerfen wir nun die Fälle einer näheren Betrachtung, bei denen beim Uebertritt des Wassers von A nach D voller Ausfluss oder voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden kann. Es ist hierbei wohl zu beachten, dass wir sagen „stattfinden kann" und nicht „stattfinden muss", selbst wenn die Gestalt des Gefässes vollen Ausfluss oder vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust gestattet.

*) Es ist nicht ganz unmöglich, dass beim Verlust durch den freien Fall des Wassers in einigen Fällen noch eine Einwirkung des auf die Oberfläche der Wassersäule h_x auffallenden Wasserstrahls stattfindet, dass ein Verhalten eintritt, annähernd ähnlich dem beim vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust. Ob und inwieweit dies der Fall ist, können blos Versuche entscheiden. Auf die Ausflussmenge würde ein solches Verhalten keinen Einfluss haben; blos die Höhe der Wassersäule h_x würde etwas kleiner ausfallen.

a) Voller Ausfluss beim Uebergang des Wassers von A nach D. Die Geschwindigkeit v_2 bleibt ungeändert; es ist $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2g(a+b)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}}$ und für $c = 0$ $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}$. Den Grenzwerth, den die Geschwindigkeit v_2 nicht überschreiten kann, erhalten wir nun aber verschieden; es ist für vorliegenden Fall, setzen wir die Röhre A mit Wasser gefüllt voraus, da wir keinen Arbeitsverlust haben,

$$\frac{v_2^2}{2g} = h + \frac{c^2}{2g} = h + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g},$$

also $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 - \frac{G^2}{K^2}}$ und mithin

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{G^2}{K^2}}};$$

es kann v_2 nicht grösser werden, als diese Gleichung ergiebt. Für $c = 0$ erhalten wir als Maximum $v_2 = \sqrt{2gh}$. Ist $G > F_1$, so ergiebt sich, wie wir später sehen werden, noch ein zweiter Werth als Grenze der Geschwindigkeit v_2 für den vollen Ausfluss.

Bestimmung der Höhe der Wassersäule h_x. Die Ableitung bleibt ganz die frühere, nur ist der Druckhöhenverlust $\frac{u_1^2 - v^2}{2g}$ wegzulassen, man erhält daher

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g}, \quad h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + b.$$

Nun ist $v_2 = \frac{F_1 u_1}{G}$, $\frac{u_1^2}{2g} = a + b + \frac{c^2}{2g}$, folglich $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}$, es wird somit

$$h_x = \frac{F_1^2 . u_1^2}{G^2 . 2g} - \frac{u_1^2}{2g} + b = \frac{u_1^2}{2g}\left(\frac{F_1^2}{G^2} - 1\right) + b$$
$$= \frac{(a+b)\left(\frac{F_1^2}{G^2} - 1\right)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}} + b = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F_1^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, d. i. $K = \infty$, wird

$$h_x = (a+b)\left(\frac{F_1^2}{G^2} - 1\right) + b$$

oder auch

$$= (a+b) F_1^2 \left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F_1^2}\right) + b.$$

Für $K = F_1$, d. i. Geschwindigkeit des zufliessenden Wassers $= u_1$, erhalten wir

$$h_x = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F_1^2}\right)}{0} + b$$

und, wenn $G < F_1$ ist, $h_x = \infty + b$, d. h. die Röhrentour bleibt mit Wasser gefüllt, und man hat keinen Verlust durch den freien Fall des Wassers. Für $K = F_1$ und $G > F_1$ erhalten wir den Ausdruck

$$h_x = b - \frac{(a+b)\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{G^2}\right)}{0} = b - \infty,$$

d. h. es ist dieser Fall nicht denkbar, wir kommen auf

die bereits S. 243 behandelten Verhältnisse. Dasselbe findet statt, wenn $K = F_1$ und $G = F_1$ angenommen wird, da das Auftreten des Verlustes durch den freien Fall des Wassers eine Einwirkung der Zuführungshöhe a und der Atmosphärendruckhöhe b auf die Geschwindigkeit u_1 des Wassers in der Röhre A voraussetzt, eine solche aber nicht statthaben kann, wenn das Wasser bereits mit der Geschwindigkeit u_1 zugeführt wird.

Da in den obigen Formeln F nicht vorkommt, so haben sie auch für eine an der Mündung zusammengezogene, gleich weite Röhre Giltigkeit.

Ist v_2 berechnet, so erhält man $h_x = \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{K^2}\right) + b$. Resultirt hierbei $h_x > h - a$, so hat man es nicht mehr mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun. Kennt man h_x, so kann man umgekehrt v_2 berechnen durch $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h_x - b}{1 - \frac{G^2}{F_1^2}}$, $v_2 = \sqrt{\frac{2g(h_x - b)}{1 - \frac{G^2}{F_1^2}}}$.

Die Formel $h_x = b + \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right)$ zeigt uns, dass für $G = F_1$ $h_x = b$ wird, für $G > F_1$ erhalten wir $h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - 1\right)$, also eine Wassersäulenhöhe kleiner als b. Dieses Verhalten ist einer besonderen Betrachtung zu unterziehen, da man sehr leicht der Ansicht sein kann, dass die Wassersäule h_x, weil sich über derselben luftleerer Raum befindet, nicht kleiner werden könne als b, und hängt hiervon die Entscheidung ab, ob überhaupt voller Ausfluss beim Eintritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D möglich ist, wenn $G > F_1$ vorausgesetzt wird. Um zu constatiren, dass voller Ausfluss möglich ist, untersuchen wir bei einem Gefäss mit nicht verengter Mündung, also Mündungsquerschnitt = Gefässquerschnitt F, welche Gleichung wir für die Geschwindigkeit v_2 erhalten, wenn wir die beim vollen Ausfluss stattfindende Einwirkung des schneller fliessenden Wassers auf das langsamer fliessende in Rechnung ziehen. Im Querschnitt E, Figur 18, haben wir die hydraulische Druckhöhe gleich der hydrostatischen Druckhöhe minus der Geschwindigkeitshöhe plus der Zuflussgeschwindigkeitshöhe

Fig. 18

$$= h_1 - b - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} = h_1 - b$$

über Atmosphärendruck, also $= h_1$ absolute Druckhöhe, d. i. Druckhöhe über 0. Auf die Wassersäule h_2 wirkt nun von oben 1) die hydraulische Druckhöhe h_1, 2) die Druckhöhe $\frac{u_1^2 - v_2^2}{2g}$, mit welcher das schneller fliessende Wasser auf das langsamer fliessende einwirkt (s. Aufsatz: Ueber den vollen Ausfluss des Wassers aus Röhren beim Durchgang durch Verengungen u. s. w., „Zeitschr. für Mathem. u. Physik" von Dr. O. Schlömilch I, S. 281), 3) die Höhe h_2 der Wassersäule h_2; entgegengesetzt wirkt die Atmosphärendruckhöhe b; ferner behält das Wasser nach der Einwirkung des schneller fliessenden auf das langsamer fliessende noch die Geschwindigkeit v_2, so dass bei der Berechnung der Ausflussgeschwindigkeit noch die Geschwindigkeitshöhe $\frac{v_2^2}{2g}$ zu beachten ist. Hiernach wird nun

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_1 + \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g} + h_2 - b + \frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g},$$

ganz wie früher. Die Gleichung $h_x = b - \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g}$ zeigt uns, dass die Wassersäule h_x kleiner als b um die Druckhöhe ist, welche der Einwirkung des schneller fliessenden Wassers auf das langsamer fliessende entspricht. Nehmen wir beispielsweise $F = 2F_1$ an, so erhalten wir

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h_x - b}{1 - \frac{F^2}{F_1^2}} = \frac{b - h_x}{3}$$

und

$$h_x = b - \frac{3v_2^2}{2g} = b - \frac{3F_1^2}{F^2} \cdot \frac{u_1^2}{2g} = b - {}^3/_4 \frac{u_1^2}{2g}.$$

Setzen wir noch $c = 0$, also $K = \infty$ voraus, so ist $\frac{u_1^2}{2g} = a + b$, es wird daher $h_x = b - {}^3/_4(a+b) = {}^1/_4 b - {}^3/_4 a$. Da h_x nicht gleich Null werden kann, so muss im vorliegenden Beispiele ${}^1/_4 b > {}^3/_4 a$ sein, d. i. es muss $a < \frac{b}{3}$ sein; für $a \geqq \frac{b}{3}$ ist kein voller Ausfluss ohne Arbeitsverlust möglich.

Der Umstand, dass wenn $G > F_1$, die Höhe h_x der Wassersäule kleiner als b ausfällt, bedingt auch noch eine andere Bestimmung der Grenze für die Geschwindigkeit v_2 als die früher angegebene. Wir haben die Gleichung

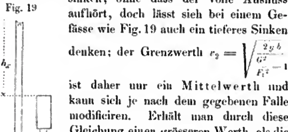
$$h_x = b + \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right) = b + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{G^2}{F_1^2} \cdot \frac{v_2^2}{2g};$$

aus dieser folgt $h_x = 0$, wenn $b + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{G^2}{F_1^2} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$ ist, d. i. wenn

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{b}{\frac{G^2}{F_1^2} - 1}$$

ist; es kann also die Geschwindigkeit die Grenze $v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G^2}{F_1^2} - 1}}$ nicht erreichen, ohne dass $h_x = 0$ wird. In Fällen, wie solche durch die Figuren 14, 16 und 18 dargestellt werden, wird nun die Wassersäule gar nicht bis 0 sinken können, sie kann höchstens bis zur Ebene E sinken, ohne dass der volle Ausfluss aufhört, doch lässt sich bei einem Gefässe wie Fig. 19 auch ein tieferes Sinken denken; der Grenzwerth $v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G^2}{F_1^2} - 1}}$ ist daher nur ein Mittelwerth und kann sich je nach dem gegebenen Falle modificiren. Erhält man durch diese Gleichung einen grösseren Werth, als die früher bestimmte Formel $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{G^2}{F_1^2}}}$ giebt, so ist letzterer als Anhalt zu nehmen.

Fig. 19



β) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Uebertritt des Wassers von A nach D. Die Geschwindig-

keit v_2 des ausfliessenden Wassers bleibt wieder ungeändert; es ist

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2g(a+b)}{1-\frac{F_1^2}{K^2}}}$$

und für $c = 0$ wird

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}.$$

Der Grenzwerth, den die Geschwindigkeit v_2 nicht überschreiten kann, ergiebt sich durch

$$\frac{v_2^2}{2g} = h - \frac{(u_1-v)^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} = h - \frac{\left(\frac{G . v_2}{F_1} - \frac{G . v_2}{F}\right)^2}{2g} + \frac{G^2 . v_2^2}{K^2 . 2g},$$

$$\frac{v_2^2}{2g}\left[1 + G^2\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}\right] = h,$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h}{1 + G^2\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}},$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + G^2\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}}.$$

Für $c = 0$ ist $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + G^2\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2}}$.

Bestimmung der Höhe der Wassersäule h_x. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{(u_1 - v)^2}{2g};$$

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{(u_1 - v)^2}{2g} + b = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v^2 - 2u_1 . v}{2g} + b.$$

Für v_2, v, u_1 die bekannten Werthe eingesetzt, giebt

$$h_x = \frac{F_1^2 u_1^2}{G^2 . 2g} + \frac{F_1^2 u_1^2}{F^2 . 2g} - \frac{2u_1 F_1 u_1}{F . 2g} + b = \frac{u_1^2}{2g}\left(\frac{F_1^2}{G^2} + \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{2F_1}{F}\right) + b$$

$$= \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{F_1^2}{G^2} + \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{2F_1}{F}\right) + b = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 . F}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}} + b.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, ist

$$h_x = (a+b)\left(\frac{F_1^2}{G^2} + \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{2F_1}{F}\right) + b = (a+b)F_1^2\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{1}{F_1 . F}\right) + b.$$

Es sei z. B. $G = F_1 = {}^1/_2\,F$, $c = 0$; man erhält dann

$$h_x = (a+b)(1 + {}^1/_4 - 2 . {}^1/_2) + b = {}^1/_4\,a + {}^5/_4\,b.$$

Nimmt man $G = F_1 = {}^1/_2\,F$ und $K = 5F_1$ an, so erhält man

$$h_x = \frac{(a+b)}{1 - {}^1/_{25}}(1 + {}^1/_4 - 2 . {}^1/_2) = {}^{25}/_{96}\,a + 1\,{}^{25}/_{96}\,b.$$

Für $K = F_1$ giebt die Formel

$$h_x = \frac{(a+b)\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1 . F}\right)}{0} + b.$$

Ist nun $G < F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$ und somit $\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} > \frac{2}{F_1 . F}$, so folgt $h_x = \infty + b$, d. i. die Röhrentour bleibt mit Wasser gefüllt, die obigen Formeln für den Verlust durch den freien Fall des Wassers können nicht in Anwendung kommen. Ist $G \gtreqless F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$, so kommt man auf unmögliche Werthe, wie schon Seite 247 gezeigt. Von Verlust durch den freien Fall des Wassers kann, wie bereits Seite 257 unter α) angegeben, nicht mehr die Rede sein, sobald $K = F_1$ ist.

Ist die Geschwindigkeit v_2 berechnet, so ergiebt sich

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v^2 - 2u_1 v}{2g} + b = \frac{v_2^2}{2g}\left(1 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{2G^2}{F_1 . F}\right) + b.$$

Man darf h_x nicht grösser erhalten als $h - a$, sonst findet kein Verlust durch den freien Fall des Wassers statt. Aus h_x folgt umgekehrt

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g(h_x - b)}{1 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{2G^2}{F_1 . F}}}.$$

Aus der Gleichung $h_x = \frac{v_2^2}{2g}\left(1 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{2G^2}{F_1 . F}\right) + b$ folgt, dass für $1 + \frac{G^2}{F^2} = \frac{2G^2}{F . F_1}$, d. i. für $G = F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$, $h_x = b$ ist, und dass für $G > F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$ h_x kleiner als b wird, nämlich $h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1\right)$.

Gehen wir nun die für den vollen Ausfluss S. 257 angegebene Beweisführung der Möglichkeit des Verhaltens, dass $h_x < b$ sein kann, mit den für den vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust nothwendigen Aenderungen durch. Auf die Wassersäule h_2 des Gefässes D, dessen Mündung gleich dem Querschnitt F ist, Fig. 18, wirkt von oben 1) die hydraulische Druckhöhe h_1, 2) die Druckhöhe $\frac{(u_1 - v_2) v_2}{g}$, mit welcher das schneller fliessende Wasser auf das langsamer fliessende einwirkt (s. S. 280 der angegebenen Abhandlung), 3) die Höhe h_2 der Wassersäule h_2; entgegengesetzt wirkt die Druckhöhe b der Atmosphäre; ferner ist die Geschwindigkeitshöhe $\frac{v_2^2}{2g}$ zu beachten. Es wird somit:

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_1 + \frac{(u_1 - v_2) v_2}{g} + h_2 - b + \frac{v_1^2}{2g} = h_x - b + \frac{2u_1 v_2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g},$$

$$h_x = b - \frac{2u_1 v_2}{2g} + \frac{2v_2^2}{2g} = b - \frac{(u_1 - v_2) v_2}{g},$$

welchen Ausdruck auch die S. 259 abgeleitete Gleichung $h_x = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v^2 - 2u_1 v}{2g} + b$ giebt, wenn man, wie für ein gleich weites Gefäss nöthig, v_2 statt v einsetzt. Die Wassersäule h_x ist um die Druckhöhe, welche dem Drucke auf die gestossene Wasserfläche des langsamer fliessenden Wassers entspricht, kleiner als b. Nehmen wir wieder beispielsweise $F = 2F_1$ an, so ergiebt sich

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{h_x - b}{1 + \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{2F^2}{F_1 . F}} = \frac{b - h_x}{4 - 2} = \frac{b - h_x}{2}$$

und

$$h_x = b - \frac{2v_2^2}{2g} = b - \frac{2F_1^2}{F^2} \cdot \frac{u_1^2}{2g} = b - {}^1/_2\,\frac{u_1^2}{2g}.$$

Ist nun noch $c = 0$, also $K = \infty$, so wird

$$h_x = b - {}^1/_2\,(a + b) = {}^1/_2\,b - {}^1/_2\,a,$$

und es folgt zugleich, dass $a < b$ sein muss, wenn voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Uebertritt des Wassers von A nach D soll stattfinden können.

Das angegebene Verhalten, dass für $G > F\sqrt{\frac{F_1}{2F - F_1}}$ die Höhe h_x der Wassersäule kleiner als b resultirt, bedingt ähnlich wie beim vollen Ausfluss einen zweiten Grenzwerth für die Geschwindigkeit v_2, welcher nicht überschritten werden kann, ohne dass der volle Ausfluss

mit Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D aufhört. Die Gleichung

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1\right) = b + \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F^2} + 1\right) - \frac{2G^2}{F_1 . F} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$$

giebt für $b + \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F^2} + 1\right) = \frac{2G^2}{F_1 . F} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$, d. i. für $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{b}{\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1}$, $h_x = 0$, es ist somit $v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1}}$ der zweite Grenzwerth. Auch dieser Grenzwerth ist, wie beim vollen Ausfluss gezeigt (s. Seite 258), nur ein Mittelwerth uud kaun sich je nach den gegebenen Anordnungen des Ausflussgefässes und der einmündeuden Röhre erniedrigen oder erhöhen. Der früher bestimmte Grenzwerth $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + G^2\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}}$ darf natürlich ebenso wenig überschritten werden; es hört somit der volle Ausfluss mit Arbeitsverlust bei Verlust durch den freien Fall des Wassers auf, sobald die Ausflussgeschwindigkeit den kleinsten dieser beiden Grenzwerthe erreicht.

b) Die Ausflussöffnung G sei **grösser** als der Querschnitt F des Gefässes D. Wir haben hier dieselben Fälle zu unterscheiden, wie bei der Bestimmung der Höhen d in den Abtheilungen b), also:

A) Voller Ausfluss beim Eintritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

α) Voller Ausfluss
β) Voller Ausflus mit Arbeitsverlust
γ) Voller Arbeitsverlust
} beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1.

B) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

α) Voller Ausfluss
β) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust
γ) Voller Arbeitsverlust
} beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1.

C) Voller Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers aus der Röhre A in das Gefäss D.

α) Voller Ausfluss
β) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust
γ) Voller Arbeitsverlust
} beim Eintritt des Wassers in die Mündung D_1.

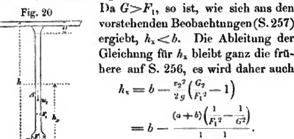
In allen diesen Fällen bleibt die Formel für die Ausflussgeschwindigkeit die frühere, nämlich

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{\frac{2g(a+b)}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}}$$

und für $c = 0$, d. i. $K = \infty$ wird $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)}$, da die Ausflussmenge bei Verlust durch den freien Fall des Wassers gar nicht von deu Arbeitsverlusten des Wassers beim Eintritt in das Gefäss D, sondern nur von der Zuführungshöhe abhängig ist. Die Grenzwerthe, die die Geschwindigkeiten v_2 erlangen können, ohne dass die vorausgesetzten Annahmen oder der Verlust durch den freien Fall des Wassers aufhören, sind aber verschieden, sowie sich auch die Höhen h_x der Wassersäulen verschieden ergeben.

A. α) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule.

Fig. 20



Da $G > F_1$, so ist, wie sich aus den vorstehenden Beobachtungen (S. 257) ergiebt, $h_x < b$. Die Ableitung der Gleichung für h_x bleibt ganz die frühere auf S. 256, es wird daher auch

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G_2}{F_1^2} - 1\right)$$
$$= b - \frac{(a+b)\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{G^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}.$$

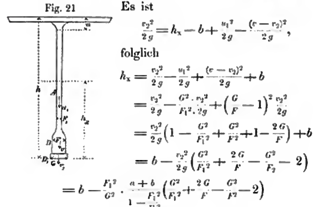
Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - 1\right) = b - (a+b)\left(1 - \frac{F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2. Erreicht die Geschwindigkeit v_2 die für eine mit Wasser gefüllte Röhrentour sich ergebende Geschwindigkeit $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{G^2}{K^2}}}$, so hat man es nicht mehr mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun, erreicht die Geschwindigkeit v_2 den Werth $v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G^2}{F_1^2} - 1}}$, so kann der volle Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D nicht mehr stattfinden, da $h_x = 0$ wird; letztere Bestimmung giebt nur einen Mittelwerth (vergl. S. 258).

A. β) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule.

Fig. 21



Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{(c - v_2)^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{(c - v_2)^2}{2g} + b$$
$$= \frac{v_2^2}{2g} - \frac{G^2 . v_2^2}{F_1^2 . 2g} + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$$
$$= \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2} + \frac{G^2}{F^2} + 1 - \frac{2G}{F}\right) + b$$
$$= b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} + \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{F_2} - 2\right)$$
$$= b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{G^2}{F_1^2} + \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{F^2} - 2\right)$$
$$= b - \frac{(a+b)\left(\frac{1}{F_1^2} + \frac{2}{F . G} - \frac{1}{F^2} - \frac{2}{G^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird somit

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} + \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{F^2} - 2\right) = b - (a+b)\left(1 + \frac{2F_1^2}{F . G} - \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{2F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2. Die Geschwindigkeit v_2 darf 1) die Geschwindigkeit nicht erreichen, welche sich bei mit Wasser gefüllter Röhrentour ergiebt, d. i. die Geschwindigkeit $v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{G}{F} - 1\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}}$ (vergl. S. 245), 2) den Mittelwerth $v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G^2}{K^2} + \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{F^2} - 2}}$ (vergl. S. 258 und 261).

A. γ) Zur Erzeugung des Ausflusses mit vollem Arbeitsverlust in Betreff der Mündung D_1 (s. Fig. 21) dürfte solche in den meisten Fällen nicht hoch genug sein, das Wasser strömt dann mit dem Querschnitt F und der Geschwindigkeit v aus, als ob das Gefäss geöffnet wäre; setzen wir aber eine längere Röhre D_1 voraus, so kann das unter A. β) angegebene Verhalten eintreten.

Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{v^2 - v_2^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{v^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + b = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{F_1^2}\right) + b$$

$$= b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}\right) = b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}\right)$$

$$= b - \frac{a+b}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}\left(\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}\right).$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}\right) = b - (a+b)\left(1 - \frac{F_1^2}{F^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2. Die Grenzwerthe für die Geschwindigkeit v_2 sind

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{G^2\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{K^2}\right)}},\ \text{(vergl. S. 245)},$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G_2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F_2}}}.$$

B. α) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule.

Fig. 22

Es ist (Fig. 22)

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{(u_1 - v)^2}{2g}$$

folglich

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{(u_1 - v)^2}{2g} + b$$

$$= \frac{v_2^2}{2g}\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2} + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2\right) + b$$

$$= b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G}{F_1 F} - \frac{G^2}{F^2} - 1\right)$$

$$= b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1\right)$$

$$= b - \frac{a+b}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}\left(\frac{1}{F_1 . F} - \frac{1}{F^2} - \frac{1}{G^2}\right).$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1\right) = b - (a+b)\left(\frac{2F_1}{F} - \frac{F_1^2}{F^2} - \frac{F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 - \frac{G^2}{K^2}}}\ \text{(s. S. 246)}.$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{G^2}{F^2} - 1}}\ \text{(vergl. S. 261)}.$$

B. β) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule.

Fig. 23

Es ist (Fig. 23)

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{(u_1 - v)^2}{2g} - \frac{(v - v_2)^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{2v_2^2}{2g} + \frac{2v^2}{2g} - \frac{2u_1 v}{2g} - \frac{2v . v_2}{2g} + b$$

$$= \frac{v_2^2}{2g}\left(2 + \frac{2G^2}{F^2} - \frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{2G}{F}\right) + b$$

$$= b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} + \frac{2G}{F} - \frac{2G^2}{F^2} - 2\right)$$

$$= b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{2G^2}{F_1^2 . F} + \frac{2G}{F} - \frac{2G^2}{F^2} - 2\right)$$

$$= b - \frac{a+b}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}\left(\frac{2}{F_1 F} + \frac{2}{F G} - \frac{2}{F^2} - \frac{2}{G^2}\right).$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, ist

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} + \frac{2G^2}{F} - \frac{2G^2}{F^2} - 2\right)$$

$$= b - (a+b)\left(\frac{2F_1}{F} + \frac{2F_1^2}{F . G} - \frac{2F_1^2}{F^2} - \frac{2F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \left(\frac{G}{F} - 1\right) - \frac{G^2}{K^2}}}\ \text{(s. S. 248)},$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{2G^2}{F_1 . F} + \frac{2G}{F} - \frac{2G^2}{F^2} - 2}}.$$

B. γ) Es gilt hier dieselbe Bemerkung wie bei A. γ). Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{(u_1 - v)^2}{2g} - \frac{v^2 - v_2^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{2v^2}{2g} - \frac{2u_1 v}{2g} + b = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F^2} - \frac{2G^2}{F_1 . F}\right) + b$$

$$= b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{2G^2}{F^2}\right) = b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{2G^2}{F^2}\right)$$

$$= b - \frac{(a+b)\left(\frac{2}{F_1 . F} - \frac{2}{F^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}.$$

Für $c = 0$, d. i. $K = \infty$, wird

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{2G^2}{F^2}\right) = b - 2(a + b\left(\frac{F_1}{F} - \frac{F_1^2}{F^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{\left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2 + \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}}}\ \text{(s. S. 249)},$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{2G^2}{F_1 . F} - \frac{2G^2}{F^2}}}.$$

C. α) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2 - c^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} + b = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F^2} - 1\right)$$

$$= b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{G^2}{F^2} - 1\right) = b - \frac{a+b}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}\left(\frac{1}{F^2} - \frac{1}{G^2}\right).$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, wird

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F^2} - 1\right) = b - (a+b)\left(\frac{F_1^2}{F^2} - \frac{F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}}} \quad \text{(s. S. 250)},$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{G^2}{F^2} - 1}}.$$

C. β) Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2 - c^2}{2g} - \frac{(c - v_2)^2}{2g},$$

folglich

$$h_x = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} + \frac{(c - v_2)^2}{2g} + b = \frac{2 v_2^2}{2g} - \frac{2c \cdot v_2}{2g} + b$$

$$= \frac{v_2^2}{2g}\left(2 - \frac{2G}{F}\right) + b = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G}{F} - 2\right)$$

$$= b - \frac{F_1^2}{G^2} \cdot \frac{a+b}{1 - \frac{F_1^2}{K^2}}\left(\frac{2G}{F} - 2\right) = b - \frac{(a+b)\left(\frac{2}{F.G} - \frac{2}{G^2}\right)}{\frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{K^2}}.$$

Für $c = 0$, also $K = \infty$, folgt

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{2G}{F} - 2\right) = b - (a+b)\left(\frac{2F_1^2}{F.G} - \frac{2F_1^2}{G^2}\right).$$

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{2 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{2G}{F} - \frac{G^2}{K^2}}} \quad \text{(s. S. 251)},$$

$$2)\ \text{Mittelwerth}\ v_2 = \sqrt{\frac{2gb}{\frac{2G}{F} - 2}}.$$

C. γ) Auch hier ist die Bemerkung zu A. γ) zu beachten.

Bestimmung der Höhe h_x der Wassersäule. Es ist

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_x - b + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2 - v_2^2}{2g},$$

folglich $h_x = b$. Ist $h < b$, so hat man es nicht mehr mit Ausfluss mit Verlust durch den freien Fall des Wassers zu thun.

Bestimmung des Grenzwerthes für die Geschwindigkeit v_2.

$$1)\ v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{\frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{K^2}}} \quad \text{(vergl. S. 251)}.$$

Beispiele.

1) Es sei $F = {}^3/_2 F_1$, $G = {}^5/_4 F$, $c = 0$; das Gefäss D gestatte der Gestalt nach vollen Ausfluss beim Eintritt des Wassers aus der Röhre A. Nach A. a) im Abschnitt II ist

$$d \lessgtr h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right) + b < h(1 - {}^{25}/_{16}) + b < b - {}^9/_{16} h;$$

es muss also ${}^9/_{16} h < b$, d. i. $h < {}^{16}/_9 b$ sein, wenn bei mit Wasser gefüllter Röhrentour voller Ausfluss beim Uebergang des Wassers von A nach D statthaben soll. Ist $h > {}^{16}/_9 b$, z. B. $= 2b$, so hört entweder der volle Ausfluss beim Uebergang des Wassers von A nach D auf, oder es tritt Verlust durch den freien Fall des Wassers ein. Für vollen Arbeitsverlust ist nach S. 250

$$d \lessgtr \frac{h\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}} + b;$$ diese Gleichung giebt für die obigen Werthe $d < \frac{h\,({}^{16}/_{25} - {}^4/_9)}{{}^{16}/_{25} + 1 - {}^4/_9} + b = 0{,}16\, h + b$ und für $h = 2b$ $d \lessgtr 1{,}32 b$; die Röhrentour müsste also von der Höhe $1{,}32 b$ an erweitert sein. Ist nun aber die Röhrentour nicht erweitert, sondern gleich weit bis zur Zuführungshöhe $a = 0{,}1\, b$, so findet allemal Verlust durch den freien Fall des Wassers statt. Für solchen ist nun $v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g(a+b)} = {}^4/_5 \sqrt{2g \cdot 1{,}1 b} = 0{,}84 \sqrt{2gb}$. Die Höhe h_x der Wassersäule ergiebt sich, da wir vollen Ausfluss voraussetzen, zu

$$h_x = b - \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{G^2}{F_1^2} - 1\right) = b - \frac{v_2^2}{2g}({}^{25}/_{16} - 1)$$

$$= b - {}^9/_{16} \frac{v_2^2}{2g} = b - {}^9/_{16} \cdot {}^{16}/_{25} \cdot 1{,}1 b = 0{,}6 b.$$

2) Setzen wir nun aber bei dem vorigen Beispiel von der Höhe $1{,}3 b$ an, d. i. auf $0{,}7 b$ Höhe, eine erweiterte Röhrentour voraus, so kann bei vollem Arbeitsverlust die Röhre mit Wasser gefüllt bleiben, und man erhält nach Seite 250 oder 253

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2} - \frac{G^2}{K^2}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2gb}{1 + {}^{25}/_{16} - \frac{25 \cdot 4}{16 \cdot 9}}} = 1{,}03 \sqrt{2gb}.$$

Der volle Ausfluss bei Verlust durch den freien Fall des Wassers giebt bei $0{,}7 b$ Zuführungshöhe

$$v_2 = {}^4/_5 \sqrt{2g \cdot 1{,}7 b} = {}^4/_5 \cdot 1{,}30 \sqrt{2gb} = 1{,}40 \sqrt{2gb}.$$

Höhe h_x der Wassersäule nach Seite 256

$$h_x = (a+b)\left(\frac{F_1^2}{G^2} - 1\right) + b = 1{,}7 b({}^{16}/_{25} - 1) + b$$

$$= b - 1{,}7 \cdot {}^9/_{25} b = 0{,}4 b.$$

3) Nehmen wir unter Beibehaltung der übrigen Verhältnisse eine Druckhöhe $h = b$ an, so erhalten wir

$$d < b - {}^9/_{16} h \text{ (s. Beisp. 1)} = b - {}^9/_{16} b < {}^7/_{16} b;$$

es müsste also für den vollen Ausfluss bei mit Wasser gefüllter Röhrentour dieselbe von der Höhe ${}^7/_{16} b$ an erweitert werden, bei einer gleich weiten Röhrentour mit $0{,}1 b$ Zuführungshöhe kann der volle Ausfluss nicht stattfinden. Für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust ist nach Seite 246

$$d < \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} + \frac{2}{F_1 \cdot F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2} + b,$$

also für unser Beispiel

$$d < \frac{b\left(16/25 + 4/9 - \frac{2\,.\,2}{3}\right)}{16/25 + (1 - 2/3)^2} + b = 0{,}47\,b;$$

es kann also dieses Verhalten bei gefüllter Röhrentour ebenfalls nicht eintreten. Für vollen Arbeitsverlust ist (s. Beisp. 1)

$$d < \frac{h\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}} + b < 0{,}16\,h + b$$

und für $h = b$ $d < 1{,}16\,b$, es kann also dieser Fall stattfinden. Es wird dann die Ausflussgeschwindigkeit (s. Seite 250)

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}}} = \sqrt{\frac{2gb}{1 + 25/16 - 25/16 \,.\, 4/9}} = 0{,}73\sqrt{2gb}.$$

Es kann sich aber auch der Ausfluss mit Verlust durch den freien Fall des Wassers und voller Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D herstellen, für welches Verhalten wir im Beisp. 1 bereits $v_2 = 0{,}84\sqrt{2gb}$ und $h_x = 0{,}6\,b$ fanden.

4) Es sei $h = 0{,}8\,b$. Es wird dann

$$d < b - 9/16 \,.\, 0{,}8\,b = 0{,}55\,b;$$

setzen wir eine gleich weite Röhrentour mit $0{,}1\,b$ Zuführungshöhe voraus, so kann also wieder bei gefüllter Röhrentour kein voller Ausfluss des Wassers von A nach D stattfinden. Für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust ergiebt sich $d < b - \frac{(4/3 - 16/25 - 4/9)\,0{,}8\,b}{16/25 + 1/9}$ (s. voriges Beisp.) $< 0{,}74\,b$; es kann somit solcher oder auch voller Arbeitsverlust eintreten. Für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust erhalten wir

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2}} \text{ (s. Seite 246)}$$

$$= \sqrt{\frac{2g\,.\,0{,}8\,b}{1 + (5/4 - 5/4 \,.\, 2/3)^2}} = \sqrt{0{,}7} \,.\, \sqrt{2gb} = 0{,}83\sqrt{2gb}.$$

Bei vollem Arbeitsverlust wird

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}}} = \sqrt{\frac{2g\,.\,0{,}8\,b}{1 + 25/16 - 25/16 \,.\, 4/9}} = 0{,}66\sqrt{2gb}.$$

Für Verlust durch den freien Fall des Wassers und vollen Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D ist wie oben $v_2 = 0{,}84\sqrt{2gh}$ und $h_x = 0{,}6\,b$.

5) Es sei $F = 3/2\,F_1$ und $G = 2\,F_1$, $c = 0$, also $K = \infty$. Bei der Einmündung der Röhre A in das Gefäss D seien die Kanten abgerundet, so dass voller Ausfluss stattfinden kann; der Uebergang zur Gefässmündung sei allmälig erweitert hergestellt. Es ist nach Abschnitt II. A. b. α) (S. 244) $d < h\left(1 - \frac{G^2}{F_1^2}\right) + b$, also für unser Beispiel $d < h\,(1 - 4) + b < b - 3\,h$; es muss also für vollen Ausfluss $h < \frac{b}{3}$ sein. Nehmen wir $h = \frac{b}{3}$ an. Für $h = \frac{b}{3}$ ist $d = 0$, es kann also bei gleich weiter und mit Wasser gefüllter Röhrentour kein voller Ausfluss stattfinden. Für vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust ist nach S. 248 unter B. b. α)

$$d < \frac{h\left(\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F^2} - \frac{2}{F_1\,.\,F}\right)}{\frac{1}{G^2} + \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F}\right)^2} + b,$$

also für vorliegendes Beispiel

$$d < \frac{h(1/4 + 4/9 - 4/3)}{1/4 + (1 - 2/3)^2} + b = b - 23/13\,h < b - 1{,}77\,h$$

$$< b - \frac{1{,}77\,b}{3} < b - 0{,}59\,b < 0{,}41\,b;$$

es kann dieses Verhalten folglich eintreten und man erhält dann

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \left(\frac{G}{F_1} - \frac{G}{F}\right)^2}} = \sqrt{\frac{2g\,.\,\frac{b}{3}}{1 + \left(2 - \frac{2\,.\,2}{3}\right)^2}} = 0{,}48\sqrt{2gb}.$$

Findet voller Arbeitsverlust statt, so wird

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}}} = \sqrt{\frac{2g\,.\,\frac{b}{3}}{1 + 4 - 16/9}} = 0{,}3\sqrt{2g\,b}.$$

Tritt aber das Verhalten des vollen Ausflusses bei gleichzeitigem Verlust durch den freien Fall des Wassers ein, so wird nach S. 261

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g\,(a + b)} = 1/2\sqrt{2g\,(a + b)}$$

und für $a = 0{,}05\,b$

$$v_2 = 1/2\sqrt{2g\,.\,1{,}05\,b} = 0{,}51\sqrt{2gb}$$

und nach A. α) S. 262

$$h_x = b - (a + b)\left(1 - \frac{F_1^2}{G^2}\right) = b - 1{,}05\,(1 - 1/4)\,b = 0{,}21\,b.$$

6) Es sei unter den Voraussetzungen der vorigen Aufgabe $h = b$. Die Röhrentour sei gleich weit, die Zuführungshöhe betrage $0{,}1\,b$. Aus vorigem Beispiel ist sofort zu ersehen, dass bei mit Wasser gefüllter Röhrentour kein voller Ausfluss oder voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden kann; es kann aber auch kein Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust stattfinden, da für solchen nach S. 251 unter C. b. α)

$$d < \frac{h\left(\frac{1}{G^2} - \frac{1}{F^2}\right)}{\frac{1}{G^2} + \frac{1}{F_1^2} - \frac{1}{F^2}} + b < \frac{b(1/4 - 4/9)}{1/4 + 1 - 4/9} + b < 0{,}76\,b$$

sein muss; es wird also allemal Verlust durch den freien Fall des Wassers statthaben, die Röhre A bleibt nicht mit Wasser gefüllt. Wir erhalten nach S. 261 bei $0{,}1\,b$ Zuführungshöhe

$$v_2 = \frac{F_1}{G}\sqrt{2g\,(a + b)} = 1/2\sqrt{2g\,.\,1{,}1\,b} = 0{,}52\sqrt{2gb}$$

und nach A. α) auf S. 262

$$h_x = b - (a + b)\left(1 - \frac{F_1^2}{G^2}\right) = b - 1{,}16\,(1 - 1/4) = 0{,}17\,b.$$

7) Nehmen wir bei dem vorigen Beispiel die Röhrentour A von der Höhe $0{,}76\,b$ aus erweitert an, also Zuführungshöhe $= 0{,}24\,b$, so kann Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust bei gefüllter Röhrentour stattfinden, man erhält dann

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \frac{G^2}{F_1^2} - \frac{G^2}{F^2}}} = \sqrt{\frac{2gb}{1 + 4 - 16/9}} = 0{,}56\sqrt{2gb}.$$

Bei Verlust durch den freien Fall des Wassers und vollem Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D wird

$$v_2 = \frac{F_1}{G} \sqrt{2g(a+b)} = \frac{1}{2}\sqrt{2g} \,.\, 1{,}24\, b = \frac{1}{2} \,.\, 1{,}11 \sqrt{2gb} = 0{,}56 \sqrt{2gb},$$

die Höhe h_x der Wassersäule

$$h_x = b - (a+b)\left(1 - \frac{F_1^2}{G^2}\right) = b - 1{,}24\, b\,(1 - \tfrac{1}{4}) = 0{,}07\, b. —$$

(Schluss folgt.)

Eiserner Oberbau für Strassenbahnen.

Vom Bau-Inspector **Böttcher** in Bremen.

(Hierzu Tafel XIV.)

Bei dem mir im Deutschen Reiche patentirten*) und auf Taf. XIV dargestellten eisernen Oberbau werden abweichend von den bisherigen Systemen die Fahrschienen durch gusseiserne 45 und 25^{cm} Grundfläche haltende Stühle unterstützt und zwar 60^{cm} vom Ende der Schiene entfernt und sodann in Abständen von je 1^{m},5.

Die Verbindung der Schiene mit dem Stuhl erfolgt mittelst eines Schraubenbolzens. Als Querverbindung dient ein an dem oberen Theile der Stühle mit zwei Schrauben befestigtes Flacheisen von 25 × 12^{mm} Querschnitt. Diese Querverbindung wird in den Curven, Weichen u. s. w. durch eine untere Querstange, 12^{mm} im Durchm. haltend, noch verstärkt. (Fig. 1.) Die Laschen des schwebenden Stosses erhalten eine Länge von 50^{cm}; sie unterstützen den Stoss in allen Theilen gut und wirksam.

Das dem System zu Grunde gelegte Schienenprofil ist in Fig. 1 dargestellt. Dort, wo eine besonders starke Inanspruchnahme der Schienen durch Lastfuhrwerke in Aussicht steht, lässt sich die Steifigkeit der Schiene leicht dadurch vergrössern, dass Pflastersteine unter die freiliegenden Theile gelegt werden. Wenn nun auch der Oberbau die Anwendung eines Rillenprofils unter besonderer Einrichtung der Schiene und Stühle und mit Fortfall des schwebenden Stosses gestattet (s. Fig. 4), so bietet doch das in Fig. 1 gezeichnete Profil viele nicht zu unterschätzende Vortheile; einmal ist wegen der Abrundung des Schienenkopfes das Befahren durch Strassenfuhrwerke kaum möglich, dann erhalten die das Gleis quer passirenden Fuhrwerke geringere Stösse, und endlich ist ein Eingreifen und Festklemmen der Pferde mit den Stollen weniger zu befürchten. Dem Betriebe gewährt es noch einen besonderen Vortheil dadurch, dass eine Ansammlung von festgefahrenem oder festgefrorenem Schmutz nicht in grösserer Masse stattfinden kann, da die Fahrrille sich selbst entwässert und der Schmutz durch das Befahren der Gleise von selbst nach auswärts gedrängt wird. Abgesehen von der deshalb weniger nöthigen Reinigung der Schienen wird auch die Zugkraft der Pferde um etwa 7 pCt. erleichtert.

Nothwendig werdende Auswechselungen von Schienen lassen sich leicht und schnell bewerkstelligen, weil nur die Beseitigung von etwa 30 Pflastersteinen zum Abschrauben der alten und Einsetzen einer neuen Schiene hierzu erforderlich ist.

An und für sich besitzt der eiserne Oberbau gegenüber den hölzernen und anderen Oberbauten seiner einfachen und soliden Anlage wegen, die keine Verschiebung zulässt und die Schienen auf sehr breiter Basis unterstützt, bedeutende Vortheile. Eine grosse Ersparniss liegt schon darin, dass die gusseisernen Stühle einer Reparatur und Auswechselung nicht bedürfen, und ferner, dass die Störungen im Bahnbetrieb und für Privatfuhrwerke, welche durch Vornahme der bei einem hölzernen Oberbau schon nach Verlauf einiger Jahre nöthigen Reparaturen an den durch Feuchtigkeit und Nagelung leidenden Hölzern entstehen, gänzlich fortfallen, und hierdurch die durch die Reparaturen hervorgerufenen zeitweiligen Betriebsstörungen und Verschlechterungen des Pflasters vermieden werden.

Müssen die Pferdebahngleise behufs Anlage von Canälen, Reparaturen derselben, der Gas- und Wasserröhren u. s. w. in den Strassen auf kurze Zeit entfernt werden, so ist dieser Oberbau ganz besonders vortheilhaft, da er leicht fortgenommen und wieder gelegt werden kann, ohne dass durch diese Manipulationen die Materialien geschädigt werden, also ohne dass Kosten ausser dem Arbeitslohn entstehen, während bei einem hölzernen Oberbau sämmtliche Hölzer stark leiden und zum Theil ausgewechselt werden müssen.

Die Dauer eines hölzernen imprägnirten Oberbaues ist nach den bis jetzt gemachten Erfahrungen etwa 7 Jahre, in Wien musste bereits nach 5 Jahren der grösste Theil der Holzschwellen erneuert werden; dagegen sind Haltbarkeit und Dauerhaftigkeit eines eisernen Oberbaues auf eine beinahe 10fache Dauer zu bemessen.

Die Art der Pflasterung geht aus der Fig. 3 hervor. Im Inneren des Gleises liegt eine Parallelpflasterreihe, sonst wird das Pflaster winkelrecht zur Strassenaxe gelegt. Die zu den Parallelreihen im Inneren des Gleises zu benutzenden Pflastersteine müssen von guter und harter Beschaffenheit und namentlich gut und an der Schienenseite mit leicht abgestumpften Kanten bearbeitet sein, um das Abfahren der Kanten der Fahrrille durch Strassenfuhrwerke möglichst lange zu verhüten. An Orten, wo gutes Pflastermaterial nur schwierig und kostspielig zu beschaffen ist, sowie auf Chausseestrecken empfiehlt es sich eine Rillenschiene in der in Fig. 10 für Curvenschienen angegebenen Weise herzustellen. Das Flacheisen an den schwebenden Stössen macht die

*) Die Ausführung des Patentes hat die „Gutehoffnungshütte" in Oberhausen, R.-B. Düsseldorf, übernommen.

inneren Laschen überflüssig, ausserdem wird das Schienenprofil dadurch so verstärkt, dass die Entfernung der Stühle bis auf $2^m,00$ erweitert werden kann, wodurch die Mehrkosten sich wieder ausgleichen.

Um aber ein gutes Strassenpflaster herstellen zu können, ist es nothwendig, dass der Oberbau die Verwendung von normalen Pflastersteinen gestattet, welche sich auf die Constructionstheile nicht aufsetzen können, wie dies bei dem hölzernen mit Querschwellen construirten Oberbau der Fall ist, wo sich die Pflastersteine wegen der zu niedrigen Langschwellenconstruction oder Schiene stets auf die Querschwellen setzen und in ihrer ursprünglichen Lage verbleiben, während das Pflaster zwischen den Querschwellen sackt und so eine wellenförmige Gestalt annimmt. Dieser Uebelstand wird durch den eisernen Oberbau beseitigt, da derselbe die Verwendung von Pflastersteinen in abgestumpft pyramidalischer Form, deren Fussfläche mindestens $^1/_5$ kleiner sein darf als die Kopffläche, gestattet. Wie aus den Zeichnungen ersichtlich, lehnt sich der Stein mit einer engen Fuge an die Eisenconstruction an, so dass ein Kippen desselben, wie es bei anderen Constructionen z. B. in Stuttgart vorgekommen, nicht möglich ist. Zwischen den Stühlen ist, wie Fig. 14 andeutet, eine entsprechende Steinreihe in der Schienenrichtung unter der Schiene einzupflastern, um zu verhüten, dass die beiden an der Schiene befindlichen Steinreihen unten an ihrem Fuss zusammengehen, wodurch ein Kippen der Steine eintreten würde. Ist nun die Unterbettung sowol für das Pflaster als auch für den eisernen Oberbau gut eingebracht, sorgfältig unterstampft und eingeschlämmt, das Pflastermaterial ordentlich bearbeitet und ausserdem mit der grössten Genauigkeit und auf das Gewissenhafteste gesetzt, so werden Versackungen nur in geringem Masse eintreten und das Pflaster sehr selten grösserer Reparaturen bedürfen. Es werden hierdurch nicht allein die lästigen Verkehrsstörungen beseitigt, sondern auch die Unterhaltungskosten der Pflasterbahn eingeschränkt, sowie auch eine Menge von Unglücksfällen, wie Stürzen von Pferden, Betriebsstörungen, grössere Verluste an Betriebsmaterialien, Achs- und Radbrüche u. s. w. verhindert werden. Dadurch, dass alle diese Unannehmlichkeiten in Wegfall kommen und die Unterhaltungskosten sich auf ein Minimum reduciren, wird bei Anwendung dieses eisernen Oberbaues auf eine weit grössere Rentabilität den bisherigen Systemen gegenüber zu rechnen sein.

Das Legen des Oberbaues geschieht in der einfachsten Art und Weise und kann von jedem auch nicht sachkundigen Arbeiter mit Leichtigkeit ausgeführt werden, da durch die Querverbindung die Spurweite gegeben ist, also das Spurmass entbehrt werden kann. Ebenso geht es mit den Curven, Kreuzungen und Weichen, die vorher auf der Fabrik montirt, gezeichnet und fertig geliefert werden. Am einfachsten verfährt man derart, dass man den Oberbau von je einer Schienenlänge an Ort und Stelle zusammenschraubt, die Löcher für die Stühle entsprechend gross und tief ausgräbt, mit Kies ausfüllt, diesen abrammt und einschlämmt, sodann den Oberbau darauf stellt, einrichtet und die Stühle gut unterstopft und dann das Bettungsmaterial für das Pflaster einbringt und einschlämmt. Danach empfiehlt es sich, vorab die Schiene abzunehmen und die Pflasterreihe zwischen den Stühlen in den Schienenrichtungen und Höhe der Schienenunterkante herzustellen und abzurammen, sodann die Schienen wieder aufzulegen, den Oberbau zusammenzuschrauben und auf das Sorgfältigste einzupflastern.

Die Kosten für die Materialien, als Stühle, Stahlschienen, Laschen, Querverbindungsstangen, Schraubenbolzen betragen jetzt für das laufende Meter gerade Gleisstrecke frei auf den Bahnwagen in Oberhausen II a/Ruhr geliefert einschl. aller Nebenkosten 15 bis 16 *M.* Die Kosten des Legens, der Pflasterung u. s. w. richten sich selbstverständlich nach den Localverhältnissen, stellen sich jedoch sicherlich bedeutend niedriger als bei allen anderen Oberbauten.

Bei der hier in Bremen vorgenommenen Probelegung einer etwa 50^m langen Gleisstrecke stellte sich der Oberbau um 1 bis 2 *M* für das Meter billiger als der hölzerne Oberbau mit Lang- und Querschwellen von Kiefernholz.

Gleichzeitig ist durch diese Probestrecke, die auf Kosten der Bremer Pferdebahn-Gesellschaft gelegt wurde, constatirt, dass das Fahren auf derselben ein sehr angenehmes und ruhiges war und die Wagen weniger schwankten als bei dem hölzernen Oberbau, sowie auch, dass das Pflaster trotz des schlecht bearbeiteten Pflastermaterials und trotz der sehr starken Frequenz der Strassenfuhrwerke auf dieser Strecke sich sehr gut gehalten und sich wesentlich besser zeigte als in der Strecke mit hölzernem Oberbau.

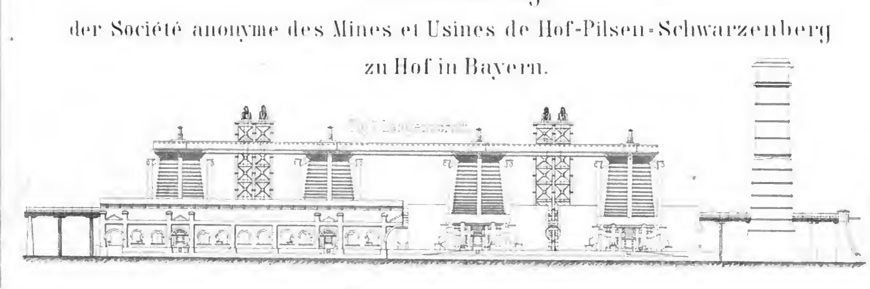
Zum Schluss bemerke ich noch, dass vorstehender Oberbau sich auch für secundäre Eisenbahnen, Interimsgleise u. s. w. empfiehlt, und dass das von mir vorgeschlagene Schienenprofil bereits in Antwerpen, Cöln, Düsseldorf und Metz zur Anwendung gekommen ist.

Projectirte Hohofenanlage der Actien-Gesellschaft Hof-Pilsen-Schwarzenberg bei Hof in Bayern.

(Hierzu Tafel XII und Blatt 11.)

Unter den meist ziemlich vollständigen Plänen neuer Hohofenanlagen der Zeit 1870 bis 1873, welche seitens englischer und französischer Journale, seltener deutscher gebracht worden, ist einer von J o h n B o r r i e in Middlesbro' für die Actien-Gesellschaft Hof-Pilsen-Schwarzenberg bei Hof in Bayern entworfener nicht ohne Interesse, da er die Anwendung von Constructionen, die ihrer Einfachheit wegen in England bevorzugt werden,

Hohofen-Anlage
der Société anonyme des Mines et Usines de Hof-Pilsen-Schwarzenberg
zu Hof in Bayern.



in Combination mit deutschen Eigenthümlichkeiten zeigt.

Leider ist in dem begleitenden Text im „Engineering" nur wenig von den materiellen Grundlagen des projectirten Werkes die Rede, und man erfährt Nichts von der Eigenart der Brennstoffe, dem Durchschnittsgehalt der Erze und ihrer sonstigen Beschaffenheit. Offenbar ist es bei der Gründung des Etablissements auf eine Beziehung zwischen böhmischer Kohle und erzgebirgischen Erzen aus der Gegend von Schwarzenberg und Plauen abgesehen gewesen.

Die Transportfrage, welche nach dem Urtheil einiger um die Qualität ihres Fabrikates wenig besorgter Hohofentechniker alle sonstigen technischen Seiten des Hohofenbetriebes überwiegt, ist im Bereich der Anlage selbst nach englischer Schablone erledigt; eine zweigleisige Luftbahn führt zu neben einander liegenden Abtheilungen für Brennstoffe, Kalk und Erze, die für jedes der beiden Hohofenpaare so angeordnet sind, dass in der Mitte, jedem Gichtthurm gegenüber, drei Abtheilungen für Coks, daneben je zwei für Erze und weiter je eine für Kalk liegen. Ausserhalb der gesammten Gruppen von $2 \times (3+4+2)$ oder 18 Abtheilungen liegen noch Vorrathsabtheilungen für Erze. Die Schlacken- und Eisentransporte gehen auf der Vorderseite der Giesshalle vorbei, dagegen liegen Kessel und Gebläse weniger günstig hinter dem Erzplatz und auf dem fast 10^m tieferen Thalgrunde der Saale. Dadurch ergeben sich lange Wind- und Gasleitungen sowie auch Schwierigkeiten in der Lage der gemeinschaftlichen Esse, welche allerdings von mächtigen Verhältnissen ist ($48^m,77$ hoch, $4^m,57$ oben weit). Die Aufzüge stecken in eisernen Gichtthürmen, die in dem Klima von Hof aber jedenfalls eines schützenden Brettermantels bedürfen würden. Als Warmwindapparate sind Whitwell's gewählt, von denen vier diagonal um jeden Ofen disponirt sind, mit schlangenförmig gewundenem gemauertem Gascanal und geradem, ebenfalls unterirdischen Rauchcanal.

Die übrigen Einrichtungen ergeben sich aus den Abbildungen von selbst; nur mag noch erwähnt werden, dass Seraing die Gebläsemaschinen in der bekannten, diesem Werke eigenthümlichen Ausstattung liefern sollte.

E. F. D.

Die Herstellung der schwedischen Zündhölzer.

Von Dr. **M. Schoenflies**, Professor am Polytechnikum zu Riga.

(Schluss von Band XXI, Seite 276.)

(Hierzu Tafel XIII.)

Die Auslegemaschine.

Die Auslegemaschine ist in den Figuren 1 bis 6, Taf. XIII in $1/10$ der natürlichen Grösse dargestellt, und zwar zeigt Fig. 1 den Längsschnitt, Fig. 2 den Grundriss, Fig. 3 den Querschnitt und Fig. 4 die Endansicht. Die Maschine hat, wie bereits früher angegeben, den Zweck, die fertig getunkten und getrockneten Zündhölzchen aus dem Klemmrahmen, in den sie gespannt sind, herauszunehmen und wohl geordnet in Kästchen zu bringen. Demzufolge besteht ihre Arbeitsthätigkeit darin, zunächst die Latten des Klemmrahmens aus einander zu drängen um die Hölzchen zu lockern, hiernach die Hölzchen, die infolge des beim Einspannen auf sie ausgeübten Druckes oder durch Paraffin zum Theil an den Latten adhäriren, aus dem Klemmrahmen hinaus zu stossen und endlich dieselben aus der Maschine zu entfernen und parallel zu legen. Diesen drei Vorrichtungen entsprechend kann man die Maschine als aus drei wesentlichen Bestandtheilen zusammengesetzt ansehen.

Als ersten dieser Bestandtheile besitzt dieselbe einen rechteckigen gusseisernen Rahmen in horizontaler Lage, auf welchen der mit Hölzchen gefüllte Klemmrahmen so aufgelegt wird, dass die getunkten Enden nach unten gerichtet sind. Der Rahmen, welcher durch vier kurze Säulchen *s*, *s* getragen wird, die ihrerseits an dem Fussgestell den Maschine mittelst Schrauben befestigt sind, besteht aus den beiden Seitenleisten *A*, *A* und den Endleisten *B* und *C*. In den Seitenleisten sind Schieber *a*, *a* angeordnet, welche paarweise nach einander vorgeschoben werden und sich dabei mit ihren keilförmig zugeschärften Enden von beiden Seiten zwischen die Latten des Klemmrahmens drängen. Diese Bewegung der Schieber wird in ganz gleicher Weise hervorgebracht, wie dies bereits bei der **Einlegemaschine** beschrieben wurde, indem die beiden Zahnstangen *b* vermittelst der in sie eingreifenden, auf einer und derselben Welle *c* befestigten Rädchen *d* nach rechts bezw. nach links geschoben werden können.*)

Die Leiste *B* dient der letzten starken Latte des Klemmrahmens als Stütze, während in der Leiste *C* ein Schieber *D* seine Führung findet, welcher die Latten des Klemmrahmens zusammenhält, wenn nach dem Ein-

*) Da die Einlegemaschine bereits in Band XXI beschrieben wurde, so mag wenigstens in einer Note hier noch einmal hervorgehoben werden, dass jeder Schieber *a* an seiner unteren Seite einen Einschnitt besitzt, in welchen sich, wie Fig. 7 in einem durch die Seitenleiste *A* geführten Horizontalschnitt zeigt, der Rücken einer Zahnstange *b* einlegt. Der letztere ist nun so gestaltet, dass sich die über den eigentlichen Körper der Zahnstange hervorragende Leiste auf der einen Hälfte der Länge an der einen, auf der anderen Hälfte der Länge an der anderen Seite befindet. Hiernach ist klar, dass, wenn die Zahnstangen *b* nach rechts geschoben werden, die Schieber *a* paarweise nach einander vortreten, dass dagegen bei einer Bewegung der Zahnstangen nach links die Schieber paarweise nach einander zurückgezogen werden. Latten und Schieber sind übrigens an den Enden einseitig keilförmig zugeschärft, und zwar so, dass sie ihre schrägen Flächen einander zukehren.

legen die Klemmsperrungen desselben gelöst werden. Da die Lage des Schiebers *D* durch die Bremsscheibe *E* fixirt ist, gegen welche das Gewicht *F* den Bremsklotz andrückt, so ersieht man, dass dieser Schieber in demselben Masse zurückweichen kann, als die Latten aus einander gedrängt werden.

Der zweite Theil der Maschine, welcher dazu bestimmt ist, die Hölzchen aus den Zwischenräumen zwischen den Latten hinaus zu stossen, besteht aus einer Bürste *G*, welche in Scharnieren *e* drehbar ist. Sie muss über den ganzen Klemmrahmen hinweg von Latte zu Latte vorschreiten und nach dem Oeffnen je zweier Latten einen kurzen Schlag gegen die dazwischen befindlichen Hölzchen ausführen. Die fortschreitende Bewegung der Bürste wird dadurch erzielt, dass die Scharnierbolzen *e*, um welche sie sich drehen kann, an Schienen *f* befestigt sind, welche ihrerseits mittelst der kleinen Winkel *g* an die Zahnstangen *b* angeschraubt sind, und daher an der Bewegung dieser Zahnstangen theilnehmen müssen. Die Schienen *f* von ⊣ förmigem Querschnitt finden in entsprechenden Nuthen der Seitenleisten *A* ihre Führung. Um die Stossbewegung der Bürste gegen die Hölzchen zu veranlassen, trägt die Schiene *z*, an welche die Bürste angenietet ist, an jedem Ende je einen Zahn in der Gestalt eines rechtwinkligen Dreiecks, welcher mit je einer Zahnstange *h* im Eingriff steht, die auf die Seitenleiste *A* aufgeschraubt ist. Man erkennt hiernach, dass bei der Bewegung der Zahnstangen *b* nach rechts, wobei die Schieber *a* die Latten des Klemmrahmens öffnen, die Bürste ebenfalls nach rechts vorschreitet, dabei über die Zähne der Zahnstange *h* weggleitet und beim Abgleiten von jeder Zahnspitze unter Einwirkung der an den Schienen *f* angeschraubten Blattfedern *i*, *i* den beabsichtigten kurzen Schlag gegen die Hölzchen ausführt. Es sei noch bemerkt, dass beim Zurückschieben der Zahnstangen *b* und also auch der Bürste *G* nach links, wobei die Schieber *a* paarweise zurückgezogen werden, die Bürste in die Höhe geklappt werden muss, so dass die an der Schiene *z* befindlichen Zähne aus dem Bereich der Zähne der Zahnstangen *h* gelangen. Die Bürste wird übrigens in dieser aufgeklappten Lage durch passende Stützplättchen gehalten, welche an die Schienen *f* angeschraubt sind und der Deutlichkeit halber in der Zeichnung weggelassen wurden.

Die aus dem Klemmrahmen entlassenen Hölzchen sind nun endlich aus der Maschine zu schaffen und parallel zu legen. Hierzu ist zunächst unter dem horizontalen Rahmen der Maschine ein horizontaler Tisch *H* angebracht, welcher wie der Rahmen von den Säulchen *s*, *s* getragen wird. Auf diesem Tisch sind Zinkstreifen *k*, *k* in paralleler Lage aufgestellt; dieselben werden einerseits durch die Schiene *l*, andererseits durch die Endleiste *B* des Rahmens festgehalten und bilden siebzehn, zu den Latten des Klemmrahmens senkrecht verlaufende Rinnen, die, wie aus der Zeichnung ersichtlich, an der linken Seite etwas nach abwärts geneigt sind. Auf den Böden dieser Rinnen befinden sich Gummiriemen, welche sich einerseits über die grössere Riementrommel *J*, andererseits über die Welle *L* legen. Denkt man sich nun die Riementrommel so gedreht, dass sich die in den Rinnen befindlichen Riemenstücke nach links bewegen, so werden die auf dieselben fallenden Hölzchen nach links mitgenommen und fallen schliesslich über die schrägen Ausgüsse der Rinnen hinweg in den Holzkasten *M*.

Die Entfernung zwischen dem Tisch *H* und dem Rahmen *A B C A* ist so bemessen, dass, wenn die Hölzchen beim Herausfallen aus dem Klemmrahmen mit ihren getunkten Enden die Riemen berühren, ihre entgegengesetzten Enden sich noch zwischen den Latten des Klemmrahmens befinden. Es werden dann bei der Bewegung der Riemen nach links die Hölzchen gezwungen, sich mit den getunkten Enden voran, nahezu parallel der Richtung der Rinnen, auf die letzteren zu legen und ebenfalls mit den getunkten Enden voran, nahezu parallel in den Holzkasten *M* zu fallen.

Damit sich die Hölzchen genau parallel zu einander in diesem Füllkasten ablagern, ist es nur nöthig, demselben eine rüttelnde Bewegung zu ertheilen. Hierzu dienen drei Hämmerchen *m*, deren Stiele in der Rüttelwelle *n* verschraubt sind. Gegen den ebenfalls in dieser Welle verschraubten Arm *o* wirkt eine auf das Ende der Riemenwelle *L* aufgesteckte Daumenscheibe *p* (in Fig. 6 besonders gezeichnet), während an dem Arm *q* der Rüttelwelle eine Spiralfeder *r* angreift, deren anderes Ende an einer der Säulchen *s* befestigt ist. Man erkennt nun, dass bei der Drehung der Riemenwelle *L* durch das Zusammenwirken der Daumenscheibe *p* und der Spiralfeder *r* eine solche trommelnde Bewegung der Hämmerchen *m* bedingt ist, wie sie zum Rütteln des Füllkastens *M* erfordert wird.

Dieser Füllkasten muss sich endlich noch in demselben Masse nach abwärts bewegen, in welchem er sich mit Hölzchen anfüllt. Hierzu ist das ihn aufnehmende, aus Bandeisen zusammengenietete Gestell mit der Zahnstange *t* ausgerüstet, in welche ein Zahnrädchen eingreift. Letzteres ist mit der Welle *u* durch eine ausrückbare Frictionskuppelung verbunden und empfängt mittelst des Stufenscheibenpaares *N*, *O* eine solche Drehung, dass sich der Füllkasten allmälig senkt. Ist er ganz angefüllt, so wird er aus dem Gestell herausgezogen, und der neu eingesetzte leere Füllkasten dadurch auf die richtige Höhe gehoben, dass der Arbeiter mit der einen Hand mittelst des Ausrückhebels *P* die Frictionskuppelung löst, und mit der anderen Hand am Handgriff *Q* das ganze Gestell mit dem Füllkasten in die Höhe zieht.

Der Betrieb der verschiedenen Theile der Maschine erfolgt von der Welle *x* aus, indem dieselbe durch eine Handkurbel *K* in Umdrehung versetzt wird. Sie treibt mittelst des Zahnräderpaares *R*, *S* (die den Zahnrädern beigesetzten Zahlen geben die Zähnezahlen an) die grosse Riementrommel *J*, deren Welle ihrerseits mittelst des Triebes *T*, der beiden Zwischenräder *U* und des Zahnrades *V* die Welle *c* umtreibt. Letztere Welle treibt die beiden in die Zahnstangen *b* eingreifenden Rädchen *d*

und veranlasst in der oben angegebenen Weise die Bewegung aller derjenigen Theile der Maschine, welche die Entleerung des Klemmrahmens zu bewirken haben. Die Riementrommel J treibt ausserdem mittelst der Gummiriemen die Welle L und somit auch das Rüttelwerk. Endlich werden von der Hauptwelle x aus durch das Zahnräderpaar W, Z die kleine Stufenscheibe O und von dieser mittelst einer gekreuzten Schnur die grosse Stufenscheibe N und die Welle u behufs Senkung des Füllkastens in Umdrehung versetzt.

Die Welle y der Riementrommel J kann übrigens, wie Fig. 5 in einem Horizontalschnitt durch die Welle x zeigt, mittelst des Ausrückhebels Y ausgerückt werden.

In diesem Falle lässt sich die Welle c unabhängig von der Riementrommel und vom Rüttelwerk durch eine auf das vierkantige Ende aufgesteckte Kurbel umdrehen, was immer erforderlich ist, wenn nach Entleerung eines Klemmrahmens die Zahnstangen b behufs Zurückziehung der Schieber a nach links bewegt werden müssen.

Die Arbeit mit der Auslegemaschine ist nun die folgende: Nachdem die Bürste G in die Höhe geklappt und die Welle y ausgerückt ist, wird die Welle c mittelst einer aufgesteckten Kurbel so gedreht, dass die Zahnstangen b in ihre äusserste Lage nach links kommen und die Schieber a sämmtlich zurückgezogen werden. Hierauf legt der Arbeiter einen gefüllten Klemmrahmen so ein, dass derselbe sich mit seiner starken Endlatte gegen die Leiste B stützt und die getunkten Enden der Hölzchen nach unten gerichtet sind. Mittelst der Kurbel e wird sodann der Schieber D so weit nach links vorgeschoben, dass die Latten etwas zusammengedrückt werden und die Klemmsperrungen des Klemmrahmens sich lösen lassen. Nachdem dann die Bürste G niedergeklappt und die Welle y wieder eingerückt ist, muss die Welle x mittelst der Kurbel K so lange umgedreht werden, bis der Klemmrahmen völlig entleert ist und die Hölzchen in den Füllkasten M abgelegt sind. Ist dies geschehen, so wird die Bürste G wieder aufgeklappt und die Welle y wieder ausgerückt, um sodann durch Drehen der Welle c die Schieber a wieder zurückzuziehen und nach dem Herausnehmen des entleerten Klemmrahmens einen neuen, gefüllten Rahmen einzulegen.

Vermischtes.

Die Verwendung des Gusseisens zu Dampfkesseln.

Von Carl Schmidt in Stuttgart.

(Vorgetragen an dem Vereinsabend des Württembergischen Bezirksvereines vom 5. October 1877.)

Ueber den Bau von Gefässen, welche hochgespannten Dampf enthalten, ist schon viel geschrieben, docirt und debattirt worden, so dass man dieses Capitel als ein ziemlich abgedroschenes bezeichnen könnte. Doch geben die hin und wieder vorkommenden Unglücksfälle, welchen nicht selten Menschenleben zum Opfer fallen, eben immer wieder Veranlassung, den Ursachen solcher Katastrophen nachzuspüren. Ein solch trauriger Fall war es auch, welcher bei mir den ersten Anstoss gab zu einer Untersuchung, deren Ergebniss ich hier mittheilen möchte.

Wohl hat die Gesetzgebung durch Aufstellung von Normen über den Bau und Betrieb der Dampfkessel, besonders aber die Selbsthilfe durch Gründung von Vereinen zur Ueberwachung der Dampfkessel schon sehr viel gethan, um die Wahrscheinlichkeit von Unglücksfällen herabzumindern. Doch wird man mit mir wol darin einverstanden sein, dass einerseits manche der aufgestellten Normen der Ergänzung bezw. Verbesserung fähig sind, dass aber andererseits eine zu grosse Bevormundung im Bau und Betrieb der Dampkessel auch nicht wünschenswerth erscheint.

Gerade ein Hauptpunkt, der bei der Sicherheit der Dampfkessel vorzugsweise in Betracht kommt, lässt sich nicht wohl in bestimmte Vorschriften bannen. Es ist dies die Auswahl des Kesselmaterials in stofflicher, namentlich aber in qualitativer Hinsicht.

In Bezug auf die Wahl des Materials schreibt das Dampfkesselgesetz nur vor, in welchen Fällen Gusseisen und Messing verboten sind. Hinsichtlich der Festigkeit gilt die Vorschrift, dass Kessel, in welchen Dampf erzeugt wird, einer Wasserdruckprobe zu unterziehen sind mit einem den beabsichtigten Arbeitsdruck entsprechend übersteigenden Probedruck. Kessel, welche keine Dampferzeuger sind, fallen gar nicht unter die Bestimmungen des Gesetzes.

Bei der Druckprobe sollen sich weder bleibende Formänderungen noch Undichtheiten am Kessel zeigen. Der Kessel wird der Druckprobe genügen können, wenn bei derselben die Elasticitätsgrenze des Materials nicht überschritten wird. Ist dies der Fall, so giebt man sich der Hoffnung hin, dass bei dem nachherigen Betriebe die Anstrengung des Materials erheblich **unter** der Elasticitätsgrenze bleibt, der Kessel somit genügende Sicherheit bietet. Ist dieser Schluss richtig, so erscheinen die bestehenden Vorschriften genügend; dass dieser Schluss aber vielleicht nicht ganz zutreffend ist, lässt sich vermuthen aus den verschiedenen Zuständen, in welchen sich das Material beim Probedruck und Arbeitsdruck befindet, indem seine Temperatur beim Betrieb eine viel höhere und an verschiedenen Stellen verschiedene ist. Dass der gezogene Schluss aber unter Umständen ganz **falsch** ist, lässt sich nachweisen für solche Fälle, wo das Kesselmaterial aus zwei Metallen von verschiedener Ausdehnungsfähigkeit durch die Wärme besteht; dabei kommt es vor, dass das eine Metall das andere zu einer grösseren Ausdehnung zwingt, als seiner Temperatur eigentlich zukommt, und die Folge davon ist eine Anstrengung, welche bis an und über die Elasticitätsgrenze hinaus steigen kann. Solche Fälle kommen vor bei gusseisernen Dampfdomen und Mannlochringen, welche auf das Kesselblech mittelst Flansch aufgenietet sind. Diese Theile sind infolge der Dampfspannung allein bereits angestrengt, und ihre Anstrengung steigt noch durch die Erwärmung. Genau lässt sich allerdings diese Anstrengung im Allgemeinen kaum rechnen schon wegen der Unzuverlässigkeit der Erfahrungscoefficienten, welche man zur Berechnung braucht. Auch passt das Rechnungsbeispiel gewöhnlich nicht haarscharf auf den vorliegenden praktischen Fall. Doch geht es uns ja in der Festigkeitslehre auch nicht anders, wo wir über die Druckvertheilung im Inneren eines Körpers gewisse mehr oder weniger wahrscheinliche Voraussetzungen machen müssen, wenn wir überhaupt zu einem greifbaren Resultate gelangen wollen.

Vergleichen wir also beispielsweise einen Gussflansch sammt dem angenieteten Blech mit zwei Stäben von gleicher Länge, welche derart mit einander verbunden sind, dass sie sich nur mit einander verlängern oder verkürzen können, ohne krumm zu werden. Nehmen wir ferner zunächst den

einfachsten Fall an, dass die beiden Stäbe einerlei constanten Querschnitt von 1^{qcm} und 1^m Länge haben. Erwärmen wir beide Stäbe um 100° C., so hat der schmiedeeiserne Stab das Bestreben, sich stärker auszudehnen als der gusseiserne, und zwar würde unter Zugrundelegung der Ausdehnungscoefficienten von 0,0000144 für Schmiedeeisen und 0,0000111 für Gusseisen, der schmiedeeiserne Stab sich um $0^m,0003 = {}^1/_3{}^{mm}$ mehr strecken als der gusseiserne, wenn nicht beide zusammengekuppelt wären. Das Resultat wird sein, dass der gusseiserne Stab den schmiedeeisernen an der Dehnung theilweise hindert, während er selbst nun mehr gestreckt wird, als ihm seiner Temperatur nach zukommt. Die Mehrverlängerung des Gussstabes will ich Zwangsverlängerung nennen, dann ist Zwangsverkürzung der Betrag, um welchen der schmiedeeiserne Stab an der Dehnung verhindert ist. Zwangsverkürzung und Zwangsverlängerung geben mit einander obige ${}^1/_3{}^{mm}$. Hätten beide Stäbe einerlei Elasticitätsmodul, so wären Zwangsverkürzung und Zwangsverlängerung einander gleich, jede würde ${}^1/_6{}^{mm}$ betragen. Da aber der Elasticitätsmodul des Gusseisens nur halb so gross ist wie derjenige des Schmiedeeisens, so ist die Zwangsverlängerung doppelt so gross wie die Zwangsverkürzung, d. h. erstere beträgt ${}^2/_9{}^{mm}$, letztere ${}^1/_9{}^{mm}$. Die Kraft, welche den gusseisernen Stab um ${}^2/_9{}^{mm}$ dehnt, oder den schmiedeeisernen um ${}^1/_9{}^{mm}$ verkürzt beträgt aber

$$2000000 \,.\, {}^1/_{9000} = 220^k,$$

und das ist somit auch die Anstrengung, welche die beiden Stäbe, der eine auf Zug, der andere auf Druck erleiden infolge der Erwärmung um 100° C.

Beinahe gleich einfach ist die Berechnung für den Fall, dass die Stäbe nicht gleichen Querschnitt haben, dass etwa, wie dies in der Praxis der Fall sein wird, der gusseiserne Stab einen grösseren Querschnitt hat als der schmiedeeiserne. Die Zwangsverlängerung und die Zwangsverkürzung ergeben sich unter der Annahme, dass die in beiden Stäben wirkenden Kräfte sich gegenseitig aufheben müssen, d. h. einander gleich und entgegengesetzt werden müssen. Nehmen wir das Querschnittsverhältniss 1 : 3 von Schmiedeeisen zu Gusseisen an, so ergiebt sich im Gusseisenstab immer noch eine Anstrengung von 132^k. Die Zwangsverlängerung verhält sich nämlich zur Zwangsverkürzung wie 2 : 3. Es beträgt somit erstere ${}^2/_5 \,.\, {}^1/_3 = {}^2/_{15}{}^{mm}$. Eine Anstrengung von 132^k, ja selbst, wie beim ersten Beispiel von 220^k für Gusseisen ist nun allerdings ganz unbedenklich. Tritt aber diese Anstrengung zu einer bereits vorhandenen von 300 bis 400^k, welche ein Flansch infolge der Dampfspannung ohnedies erleiden mag, noch hinzu, so erscheint der Fall schon der Erwägung werther. Aber auf ein bedenkliches Resultat kommt man, wenn man auch noch einen Temperaturunterschied zwischen beiden Metallen voraussetzt und zwar so, dass das Schmiedeeisen wärmer ist als das Gusseisen. In diesem Falle steigt beim Querschnittsverhältniss 1 : 3 die Spannung im Gusseisen für jeden Grad Temperaturunterschied um weitere $5^k,8$.

Wenden wir die erhaltenen Resultate auf einen Dampfbehälter an, welcher Dampf von 5 Atm. Ueberdruck enthält, d. h. von mehr als 150° Temperatur. Nehmen wir ferner an, dass das Kesselblech eine Temperatur von 150°, der aufgenietete Gussflansch dagegen nur 100° habe, so erleidet der Flansch eine Anstrengung von $132 + 5{,}8(150 - 100) = 420^k$ allein durch den Einfluss der Wärme. Ist sie wegen der Spannung des Dampfes vorher schon ebenso stark beansprucht, so steigt ihre wahre Anstrengung über die Elasticitätsgrenze hinaus. Dabei ist noch weiter zu bedenken, dass sie dieser Anstrengung fortwährend, d. h. während des Betriebes des Kessels ausgesetzt ist. Dass ein solcher Zustand ein gefahrvoller ist, liegt auf der Hand, ihn zu vermeiden ist unumgängliche Pflicht. Ist auch nicht in allen einschlägigen praktischen Fällen eine so hohe Anstrengung des Materials anzunehmen, so genügt doch schon die Möglichkeit der Ueberanstrengung zur Berechtigung des Wunsches, dass bei Verwendung von Gusseisen zu Dampfbehältern jeder Art auf die angegebenen Verhältnisse Rücksicht genommen werden möge.

Ueber die Bestimmung der Höhe der Entschädigungen für die durch den Grubenbau zu Bruch gebauten Gebäude.

Von H. Dihm in Saarbrücken.

(Vorgetragen in der Versammlung des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines vom 9. December 1877.)

Da in unserer Gegend, wo der Bergbau in so grossartigem Massstabe betrieben wird, und die Processe, welche, durch die oberirdischen Beschädigungen herbeigeführt, den Beschädigten und den Schädigenden — hierorts den Bergfiscus — so vielfach beschäftigen, erlaube ich mir, die Aufmerksamkeit auf die wichtigste der Fragen zu lenken, deren Beantwortung in jenen Processen die Hauptrolle spielt, d. i. die Geldfrage.

Von den Erfahrungen ausgehend, welche ich vielfach als Experte auf dem Gebiete der nachfolgenden Erörterungen zu machen Gelegenheit hatte, beschränke ich mich auf Bestimmung der Höhe der Entschädigungen, welche infolge der durch den Grubenbau veranlassten Bodensenkungen und der daraus entspringenden theils mehr oder minder erheblichen Zerstörungen den aufstehenden Gebäuden zugefügt werden.

Sei es, dass die Entschädigungsansprüche auf gütlichem Wege regulirt werden, sei es, dass dieselben zum Process führen und nun durch richterliche Entscheidung beglichen werden, so liegen den entweder von den Parteien erwählten Sachverständigen, oder den durch das Gericht ernannten Experten gewöhnlich folgende drei Fragen zur Beantwortung vor:

1) ist das beschädigte Gebäude überhaupt wieder herstellbar?
2) mit welchen Kosten ist die Herstellung verbunden?
3) welche Entschädigungssumme für Minderwerth des Gebäudes, mehr oder minder entzogene Benutzung desselben u. s. w. ist dem Beschädigten zuzubilligen?

Die erste dieser Fragen ist gewöhnlich zu bejahen, einmal weil der Beschädigte seine Ansprüche vor dem gänzlichen Verfall des Gebäudes geltend machen wird, das andere Mal, weil der Begriff der Herstellbarkeit ein sehr weitgehender ist. Es liegen hier Beispiele vor, bei welchen die Reparaturen einem vollständigen Neubau nicht erheblich nachstanden.

Die Beantwortung der zweiten Frage ist Gegenstand eines speciellen Kostenanschlages und bietet, wie umständlich derselbe auch in complicirten Fällen werden kann, keine Schwierigkeit.

Anders verhält es sich mit der dritten Frage, deren gewissenhafte Beantwortung aus dem Grunde mit grossen Misslichkeiten verbunden ist, weil sie die gleichzeitige Schätzung einer Reihe von bestimmenden Factoren einschliesst, und Ermittelungen erheischt, die auf das Resultat von Einfluss sind. Es wäre sehr wünschenswerth, wenn in Bezug auf die Beurtheilung dieser Frage einheitliche Grundzüge beständen, die, wie ich hoffe zeigen zu können, grosse Klarheit in das verwickelte Verhältniss bringen, und die Antwort zu einem Rechnungsresultat machen, welche letztere, wenn sich die Experten ihre Aufgabe leicht machen, vielfach nur eine summarische Schätzung ist, die jeder positiven Grundlage ermangelt.

Um die unter Frage 3) zu bestimmende Entschädigung der Rechnung unterziehen zu können, ist dieselbe in Theilsummen zu zerlegen. Letztere dürften sich in folgender Weise darstellen:

A Entschädigung für beschränkte Benutzung des alterirten Bauwerkes, von der Zeit des Eintrittes der Zerstörungen bis zur vollständigen Wiederherstellung zu rechnen.

B Entschädigung für die trotz der Reparaturen zu erwartenden Mehrunterhaltungskosten während der noch voraussichtlichen Baudauer.

C Entschädigung der infolge kürzerer Baudauer mehr aufzuwendenden Amortisationskosten.

Danach würde die Gesammtsumme der Entschädigungen

$$S = A + B + C$$

sein. Die der Berechnung zu Grunde liegenden Factoren wollen wir trennen in feststehende oder gegebene, der Schätzung nicht unterworfene und in zu schätzende.

Die gegebenen Factoren sind folgende:

K das Anlagecapital, welches, wenngleich öfter vielleicht auch der Schätzung unterworfen, doch auf Grund erfahrungsmässig feststehender Annahmen wenigstens annähernd genau zu ermitteln ist, in sehr vielen Fällen jedoch als bestimmt gegeben vorliegt;

n die Dauer des Schadens vom Eintritt desselben bis zur Wiederherstellung des Gebäudes;

t das derzeitige Alter des in Rede stehenden Gebäudes;

q die Amortisationsquote unter normalen Verhältnissen;

d die normale Baudauer, ist ebenfalls hierher zu rechnen, da dieselbe erfahrungsmässig für bestimmte Gebäudegattungen als festgestellt zu betrachten ist.

Die zu schätzenden Factoren sind:

d_1 die voraussichtliche kürzere Baudauer infolge der eingetretenen Beschädigungen u. s. w. unter dem Einflusse fortdauernder Bodensenkungen.

a der jährliche Minder-Miethsertrag während der Dauer des Schadens von n Jahren.

b die Mehrunterhaltungskosten während der noch zu erwartenden verkürzten Baudauer.

Ohne die Schwierigkeit zu verkennen, welche die gewissenhafte Schätzung der drei letztgenannten Bestimmungsgrössen mangels besonderer Erfahrungen bietet, ist doch nicht in Abrede zu stellen, dass diese wenigen Einzelmomente präciser aufgefasst werden können als eine summarische Schätzung.

Die Berechnung der einzelnen Theilsummen stellt sich nun folgendermassen:

Entschädigung für beschränkte Benutzung.

$$A = a\frac{p^n - 1}{p - 1}$$

unter p den Zinsfuss oder die Grösse $\frac{100 + \text{Procentsatz}}{100}$ verstanden.

Die richtige Schätzung von a bietet gewöhnlich keine Schwierigkeit, da sich für den jährlichen Mieths- bezw. Nutzungsausfall immer besondere Anhaltspunkte finden. Der Zinsfuss p dürfte in unseren Berechnungen unter Zugrundelegung von 4 pCt. in Ansehung der Verwaltung der einzelnen Beträge auf 1,04 gesetzt werden.

Entschädigung für grössere Unterhaltungskosten.

$$B = b\,\frac{p^m - 1}{p^m(p - 1)}$$

Der Ausdruck ist die bekannte Rentenformel. Das zu zahlende Capital B ist so zu bemessen, dass es nach Ablauf der noch zu erwartenden Baudauer $d_1 - t = m$ Jahre bei jährlicher Entnahme von b absorbirt wird. Der Capitalrest nach m Jahren ist aber

$$R_m = B\,p^m - b\,(p^{m-1} + \ldots + p^2 + p + 1)$$

$$R_m = B\,p^m - b\frac{p^m - 1}{p - 1}$$

und wenn $R_m = 0$

$$B\,p^m = b\frac{p^m - 1}{p - 1}.$$

Für die richtige Beurtheilung von m oder von d_1 der verkürzten Bauduer liegen keine Erfahrungen vor. Ein allerdings sehr vager Anhaltspunkt ist durch die erfahrungsmässige normale Baudauer gegeben, von welcher die verkürzte doch eben nur ein aliquoter Theil sein kann. Bei sehr alten Gebäuden indessen, welche durch die vorangegangene Reparatur unter Umständen an Solidität gewonnen, wird hier vielleicht nicht nur kein Minderwerth zugebilligt, sondern sogar eine Wertherhöhung ausgesprochen werden können.

Entschädigung für verkürzte Baudauer.

$$C = K\frac{p^d - p^{d_1}}{p^m(p^d - 1)}$$

Die Amortisationsquote für eine normale Baudauer berechnet sich nämlich als:

$$q = K\frac{p - 1}{p^d - 1}.$$

Dieselbe wird nach Ablauf der verkürzten Baudauer zu einem Capital K_1 angewachsen sein

$$K_1 = q\frac{p^{d_1} - 1}{p - 1}$$

$$K_1 = K\frac{p^{d_1} - 1}{p^d - 1}.$$

Die Differenz $K - K_1$ ist zu erstatten und zwar nach m Jahren oder sofort

$$C = \frac{K - K_1}{p^m} = \text{dem oben aufgeführten Werthe.} -$$

Als specielles Beispiel diene folgendes:

Ein Wohngebäude im Werthe von 36700 M sei 1865 erbaut. Im Frühjahr 1870 treten Beschädigungen auf. Die Wiederherstellung sei 1877 im Herbst beendet.

A		B		C	
a=180 M	180 M	b=25 M	25 M	K=36700	
p=1,05 „	1,04 „	p=1,05 „	1,04 „	p=1,05	1,04
n=7,5 Jahr	7,5 Jahr	d_1=90 Jahr	67 Jahr	d=100 Jahr	100 Jahr
		t=11,5 „	12 „	d_1= 90 „	67 „
		m=78,5 „	55 „	m= 78,5 „	55 „
1) S=1591 M		+ 490 M		+ 310 M	
2) S=	1539 M	+	553 M	+	3143 M

Man ersieht hieraus den wesentlichen Einfluss, den die Schätzung von der verkürzten Baudauer auf die Theilsumme C ausübt, während die Differenzen unter B nur untergeordnete sind.

Technische Literatur.

Mathematik.

Anleitung zum Entwerfen graphischer Tafeln und deren Gebrauch beim Schnellrechnen sowie beim Schnellquotiren mit Aneroid und Tachymeter für Ingenieure, Topographen und Alpenfreunde von Dr. Ch. August Vogler. Mit sechs Lichtdrucktafeln und vielen in den Text eingedruckten Holzschnitten. 196 S. Berlin, 1877. Ernst & Korn.

Die graphischen Rechenkünste sind in der Neuzeit ganz bedeutend gepflegt worden, und Rechenschieber namentlich erlangen immer mehr Verbreitung und Anwendung. Weit weniger als mechanische Rechenwerkzeuge überhaupt sind graphische Rechentafeln bekannt und in Gebrauch gekommen, wol deshalb, weil die graphischen Kunstfertigkeiten dem eigentlichen Mathematiker und Rechner seltener eigen sind. Wenigen dürfte daher die Art, wie diese Rechentafeln zu entwerfen sind, geläufig und die Genauigkeit, welche sie bieten, bekannt sein. Um so angenehmer ist es aber auch, beides in des Verfassers verdienstvoller Arbeit und zwar im ersten Abschnitt kennen zu lernen. Im zweiten und dritten Abschnitt dagegen wird die Verwendbarkeit graphischer Rechentafeln in einer kurzen aber genügenden Darstellung der Messmethoden, nämlich der Aufnahmen der Höhen mit dem Aneroid und der Aufnahmen mit dem Tachymeter gezeigt und das Gebiet schärfer markirt, auf welchem sich die graphischen Tafeln künftig vor dem Rechenschieber den Vorrang erringen werden. Die dem typographisch aufs beste ausgestatteten Werke beigegebenen Lichtdrucktafeln sind auch separat nebst Gebrauchsanweisung von der Verlagshandlung zu beziehen.

M.-K.

Handbuch der Vermessungskunde von Dr. W. Jordan, Prof. der Vermessungskunde am grossherzogl. Polytechnikum zu Carlsruhe. Zweite umgearbeitete und vermehrte Auflage des „Taschenbuches der praktischen Geometrie". Lieferung 3, S. 529 bis 717. Schluss des 1. Bandes. (Preis 4 M.) Stuttgart 1877. J. B. Metzler. —

Nachdem wir bereits S. 94 des vorigen Jahrganges das Erscheinen der beiden ersten Lieferungen angezeigt, können wir hier lediglich auf den Schlusssatz a. a. O. verweisen.

M.-K.

Bauwesen.

Ueber Treppenconstructionen. Ermittelung der Stufendimensionen bei gegebenem Steigungswinkel auf Grund praktischer Erfahrungen von Josef Sederl, Steinmetzmeister. 32 S. Wien, 1877. Friedrich Beck. —

Bekanntlich bestimmt der praktische Treppenbauer das Verhältniss der Stufenbreite b zur Stufenhöhe h, oder wie man sagt: Auftritt zur Steigung nach der empirischen Formel
$$b + 2h = \text{mittlere Schrittweite.}$$

Der Begriff der mittleren Schrittweite ist allerdings sehr unbestimmt; nach altem Masse wurden bei uns früher 24 Zoll angenommen, Verfasser setzt für dieses Mass demselben nahe entsprechend 64^{cm}. Die Begründung dieser Formel wird in der Weise gegeben, dass von mittlerer Schrittweite auf horizontaler Bahn ausgehend diese in Steigungen sich in doppeltem Verhältniss der erstiegenen Höhe reducirt unter der Annahme, dass die senkrechte Erhebung die doppelte Anstrengung erfordere. Hieraus folgt aber von vorn herein, dass ein allgemein giltiges Verhältniss für Treppen eben nicht aufzustellen ist, da die Schrittweite für Alt und Jung, Gross und Klein sehr verschieden ausfällt, und auf horizontaler Bahn oder schiefer Ebene auch unbehindert verschieden ausfallen kann, während bei dem Ersteigen einer Treppe Jedermann zu einer bestimmten Schrittweite gezwungen wird. Der Verfasser erwähnt noch eine zweite praktische Formel, die auch wol benutzt wird, nämlich
$$b + h = 48^{cm}$$
und zeigt, wie bekannt, dass die Grenzwerthe namentlich der letzten Formel ganz unbrauchbare Resultate seien, während beide Formeln für Mittelwerthe wohl genügen, und sogar für eine Stufenhöhe von 16^{cm} dieselbe Stufenbreite, nämlich 32^{cm} ergeben, zusammengehörige Masse, wie die Erfahrung sie als sehr bequem bestätigt.

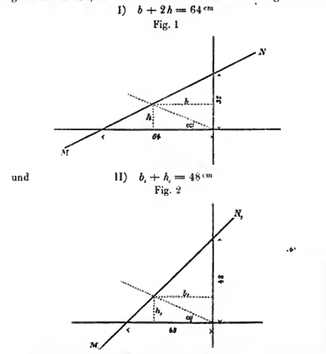
Abgesehen also davon, dass überhaupt eine Treppe wegen des gegebenen Schrittmasses unmöglich für Jedermann gleich bequem herzustellen ist, geht das Bestreben des Verfassers dahin, eine solche Relation zwischen b und h festzustellen, welche für alle Werthe von b und h zulässige Resultate gewährt. Derselbe erreicht diese Aufgabe vollkommen und eröffnet in seinen mathematischen Deductionen auf Grund zahlreicher Beobachtungen einen durchaus neuen Gesichtspunkt.

Wenn nämlich b und h als abhängig Veränderliche angesehen werden, so sind durch die beiden Gleichungen:
$$\text{I)}\quad b + 2h = 64^{cm}$$

Fig. 1

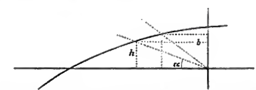
und
$$\text{II)}\quad b_1 + h_1 = 48^{cm}$$

Fig. 2



in Fig. 1 die Gerade MN und in Fig. 2 die Gerade M_1N_1 gegeben, innerhalb welcher für jeden Neigungswinkel α oder α_1 der Treppe die Vorderkante der Stufe sich bewegt. Durch zahlreiche Beobachtungen und praktische Versuche findet nun der Verfasser, dass die Bestimmungslinien MN keine Geraden, sondern Parabeln seien, deren Elemente durch jene Versuche festgestellt werden, und welche ähnlich wie in beistehender Fig. 3 sich gestaltet.

Fig. 3



Die sämmtlich in gleichem Verhältniss aufgetragenen Skizzen zeigen unmittelbar die Correcturen in den Grenzwerthen und die sehr grosse Abweichung der Formel II).

Es ist a priori einleuchtend, dass bei sonst richtiger Wahl durchweg befriedigende Werthe von b und h für die flachste Treppe und steilste Leiter erreicht werden können, und Verfasser führt in höchst interessanten Erläuterungen die Uebereinstimmung seiner praktischen Beobachtungen und der von ihm neu aufgestellten Theorie durch.

Auf diesen Grundlagen basirt giebt derselbe im Anhange für Praktiker tabellarische Zusammenstellungen correspondirender Verhältnisse von b und h unter Berücksichtigung verschiedener Ansprüche.

Die Mittheilungen sind in hohem Grade lehrreich und verdienen alle Anerkennung. Dm.

Das Stadthaus und die Villa. Entwürfe von Carl Weichardt, Architekt in Weimar. I. Theil. 30 Tafeln mit Text. (Preis 7,50 ℳ). Weimar, 1878. Bernh. Friedr. Voigt. —

Der Autor veröffentlicht in einer Reihe von 30 Tafeln verschiedene Entwürfe von städtischen und vorstädtischen Mieths-, Geschäfts- und Wohnhäusern, begleitet von einigen kurzen erläuternden Bemerkungen.

Die Zusammenstellung der typisch gewordenen Grundriss-Dispositionen der Miethshäuser unserer grössten Städte, London, Paris, Berlin, Wien und München ist recht interessant, und bietet belehrenden Stoff für Vergleiche der verschiedenen Anforderungen und Lebensgewohnheiten. Der praktische Architekt wird manches nützliche Material für seine Bauausführungen finden, doch können wir uns nicht versagen auszusprechen, dass mehrfache Compositionen unseren Beifall nicht erreichen. Auch verträgt die Reproduction der Zeichnungen nur eine milde Kritik. Dm.

Das evangelische Kirchengebäude. Hand- und Hilfsbuch zur Anlage und Einrichtung unserer Gotteshäuser von C. Emil Jähn, Baumeister in Magdeburg. Lieferung 1 und 2. S. 1 bis 160. Mit Holzschnitten. (Preis pro Heft 2 ℳ). Leipzig. Karl Scholtze. —

Die vorliegenden zwei Hefte, der Abschluss der ganzen Arbeit des Verfassers über vorbenanntes Thema ist jedenfalls mit dem dritten Hefte zu erwarten, bilden einen Theil der in zwanglosen Lieferungen von der Verlagshandlung veröffentlichten „Deutschen bautechnischen Taschenbibliothek". Es gereicht uns zur grossen Genugthuung, vor einigen weiteren Bemerkungen unserem ungetheilten Beifall, welchen wir nach einem eingehenden Studium der Arbeit schenken mussten, öffentlich Ausdruck geben zu können.

Da die Literatur auf dem Gebiete der Cultus-Bauten, wenn auch eben als keine arme, doch als eine ausserordentlich zerstreute anerkannt werden muss, so hat sich der Verfasser durch die Ausfüllung der vorhandenen Lücke ein dankenswerthes Verdienst erworben. Die Sprache, mit welcher der Stoff: Anlage des Baues, Stellung und Umgebung des Gotteshauses, Ermittelung des Raumbedarfs, der innere Ausbau und die baulichen Einzelheiten, behandelt wird, ist eine höchst anziehende und dem Gegenstande angemessene; sie unterscheidet sich ebenso von den Darstellungen der Profanbauten wie die angestrebte Architektur, neben dem romanischen vornehmlich der gothische Baustyl, sich von derjenigen

der weltlichen Bauten unterscheiden soll. Der Text ist durch zahlreiche Zeichnungen ausgeführter Kirchenbauten, wohlverstanden sämmtlich dem evangelischen Ritus angehörend, illustrirt, und sind an diesen als Musterbeispiele geltenden Bauausführungen die gegebenen Erläuterungen vorgeführt und begründet. Wir hoffen Gelegenheit zu haben beim Abschluss des Werkes nochmals auf den Inhalt zurückkommen zu können.

Die Ausstattung des Werkes seitens der Verlagshandlung lässt nichts zu wünschen übrig. Dm.

Der Zoologische Garten in Basel und dessen Thierwohnungen. Von G. Kelterborn, Architekt in Basel. Mit 1 Situationsplan und 7 Tafeln. 8 S. Zürich, 1877. Orell Füssli & Co. —

Die kleine Broschüre von 8 Octavseiten beschreibt kurz Entstehung und Anlage des Zoologischen Gartens in Basel. Die hervorragenderen Thierwohnungen sind in Zeichnungen mitgetheilt, der Massstab ist aber so klein (1 : 200), dass die Darstellungen nur als Skizzen der Gesammt-Disposition aufgefasst werden können.

Es soll indessen durch diese Bemerkung in keiner Weise der Werth verkannt werden, welchen die kurze Veröffentlichung als Muster für derartige kleinere Anlagen und als integrirenden Theil der von der Verlagshandlung in zwanglosen Heften herausgegebenen „Technischen Mittheilungen" bietet. Dm.

Eisenbahnwesen.

Ueber das englische Eisenbahnwesen. Reisestudien von H. Schwabe, Regierungs-Baurath. Neue Folge. Mit einem Atlas enthaltend 16 Blatt Zeichnungen. 208 S. (Preis 12 ℳ). Wien, 1877. R. v. Waldheim. —

In Bd. XVI, S. 271, d. Z. ist die erste Reihe von Studien des Verfassers über englisches Eisenbahnwesen so eingehend besprochen, dass es hier genügen kann zu erwähnen, wie die neue Folge derselben in der gleichen geistreichen, trotz aller Kürze umfassenden Darstellungsweise abgefasst ist. Die englischen Verhältnisse mit Berücksichtigung aller neueren Erscheinungen werden scharf beleuchtet, und wird untersucht, wie weit eine Verpflanzung auf deutschen Boden unserem Eisenbahnverkehr von Nutzen sein könne. So bringt der erste Abschnitt eine Vergleichung der Lage und Zunahme der englischen Eisenbahnen mit den gleichen Verhältnissen in Preussen; der zweite die Beschreibung einer Reihe von Bahnhofsanlagen, unterstützt durch in deutlichem Massstabe ausgeführten Zeichnungen. Der dritte Abschnitt behandelt die unterirdischen Eisenbahnen Londons, der vierte Mittheilungen über Verwaltung und Betrieb, der nächste den Concurrenzbetrieb. Der letzte Abschnitt endlich verbreitet sich über das Tarifwesen für Personen- und Güterverkehr. Angefügt ist noch eine Tabelle über Betriebslänge, Anlage und Rentabilität der englischen Eisenbahnen von 1825 bis 1878. R. Z.

Dampfmaschinen.

Die Dampfmaschinen-Berechnung mittelst praktischer Tabellen und Regeln auf wissenschaftlicher Grundlage. Zur leichten, schnellen und sicheren Anwendung auf alle Gattungen doppeltwirkender Dampfmaschinen mit Kurbelbewegung. Mit einem tabellarischen Theile in besonderem Hefte. Von Josef Hrabák, o. ö. Prof. an der k. k. Bergakademie zu Pribram. Dritte wesentlich bereicherte und gänzlich umgearbeite Auflage. Mit 28 in den Text eingedruckten Holzschnitten. 334 und 115 S. (Preis 7,20 ℳ). Prag, 1877. Heinr. Mercy. —

Der zweiten Auflage dieses Werkes ist in Bd. XI, S. 605, d. Z. eine eingehende Besprechung gewidmet, und könnte ein Hinweis auf dieselbe, mit der Bemerkung, dass die überschriftlich angedeuteten Vervollständigungen in der That werthvoll sind, genügen, wenn wir nicht meinten im Interesse der seitdem hinzugekommenen 2000 Leser diese neue Auflage als Handbuch und Rechengehilfe noch besonders empfehlen zu sollen; dem genügend wird eine kurze Mittheilung des Inhaltes sein.

Der erste Abschnitt beginnt mit der Physik des Wasserdampfes und den zugehörigen Tabellen, sowol nach Zeuner für die „alte Atmosphäre" zu $1^{k,0334}$ pro Quadratcentimeter und das Wärmeäquivalent = 424^{mk}, als auch nach Fliegner für die „neue Atmosphäre" zu 1^{k} pro Quadratcentimeter und das Wärmeäquivalent = 436^{mk} entsprechend neueren Versuchen des unlängst verstorbenen Regnault. Diese Fliegner'sche Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe hat deshalb einen besonderen Werth für uns, weil sie unter den vielen uns zur Hand liegenden die einzige ist, deren Werthe auf die jetzt allgemein gebräuchliche „neue Atmosphäre" bezogen sind. Im zweiten Capitel dieses Abschnittes giebt der Verfasser eine Entwickelung derjenigen Gesetze, welche der nachfolgenden (3. Capitel) Dampfmaschinentheorie zu Grunde liegen. Der Kraftberechnung nach dem modificirten Poisson'schen und dann nach dem Mariotte'schen Gesetz schliesst sich an die Beurtheilung der Reibungswiderstände, empirische Regeln für die Geschwindigkeit und die Ermittelung des Dampfverbrauches vermittelst der etwas modificirten Völckers'schen Formel.

Der zweite und dritte Abschnitt gehören der Dampfmaschinen-Berechnung vermittelst der besonders broschirt beigegebenen Tabellen; da beide Theile gleiches Format haben, so steht nichts im Wege dieselben zusammen binden zu lassen, wie z. B. Schreiber dieses es für gut befunden hat.

Eine sich der Theorie anschliessende stattliche Reihe von auf die verschiedensten Verhältnisse Bezug habenden Beispielen wirkt klarmachend und ist belehrend. Der vierte mit Dampfmaschinen-Zubehör überschriebene Abschnitt handelt in Capitel 1 über Schwungräder. Unter v und n deren Umfangsgeschwindigkeit bezw. deren minutliche Umdrehungszahl verstanden wirkt die auf S. 235 gemachte Annahme, $v^2 . n$ = Const. mehr verwirrend als vereinfachend, da dieselbe nicht consequent durchgeführt ist. Das folgende, die meist angewandten Schiebersteuerungen der gewöhnlichen Dampfmaschinen umfassende Capitel wird Manchem als genügender Ersatz des Zeuner'schen Werkes eine willkommene Zugabe sein. Für die Herstellungskosten der Dampfmaschinen sind im fünften Abschnitt recht passende Formeln gegeben. Die Kenntniss jener ist nothwendig zu der folgenden Ermittelung des ökonomisch günstigsten Füllungsgrades. In einem Anhang wird noch der Gebrauch der Tabellen für verschiedene Mass- und Gewichtssysteme gezeigt. R. W.

Bernoulli's Dampfmaschinenlehre. Sechste Auflage. Umgearbeitet und vermehrt durch Friedrich Autenheimer, Director des zürcherischen Technicums in Winterthur u. s. w. Mit 320 in den Text gedruckten Holzschnitten und 2 Kupfertafeln. 520 S. Stuttgart, 1877. J. G. Cotta. —

Nach einer die culturhistorische Bedeutung der Dampfmaschine hervorhebenden Einleitung des Buches geht der Verfasser in dem ersten der sechs Abschnitte auf die Geschichte dieser Kraftmaschinen näher ein, lässt dann im zweiten Abschnitt die Physik des Dampfes, die mechanische Wärmetheorie zu Grunde legend, folgen. Der dritte Abschnitt handelt von der Erzeugung des Dampfes, auf 164 Seiten nahezu den dritten Theil des ganzen Werkes einnehmend, und enthält das Nöthige über Brennmaterialien, Feuerungsanlagen, Bau der Dampfkessel, Speisung, Armaturen, gesetzliche und andere Vorschriften. Die vielen beigedruckten Holzschnitte, namentlich die perspectivisch gehaltenen Durchschnitte, wirken recht klarmachend. Warum aber das Verdampfungsvermögen in der Weise hergeleitet ist, dass sich der Studirende die Heizfläche in etwa sieben Stücke zerlegt zu denken hat anstatt in unendlich viele, ist uns deshalb nicht recht erfindlich, weil der Verfasser schon im zweiten Abschnitt die Bekanntschaft mit der Rechnung des unendlich Kleinen voraussetzt.

Der vierte Abschnitt erläutert die verschiedenen Theile der Dampfmaschine: Dampfcylinder mit Zubehör, Steuerung, Condensation, Umwandlung der Kolbenbewegung in eine rotirende, Schwungrad und Regulator. Die Beschreibung der gebräuchlichen Regulatoren ist aber nicht nur ganz unvollständig, sondern auch das Wenige auf S. 376 gelieferte Theorie durchaus fehlerhaft.

Der **fünfte** Abschnitt ist der Kraftmessung und Berechnung der Dampfmaschine, und der **letzte** Abschnitt in kurz beschreibender Weise verschiedenen Arten von Dampfmaschinen und Dampfarbeitsmaschinen gewidmet. Das trotz mancher Mängel immerhin bedeutende Werk ist von dem Verleger mit Papier und Druck sehr sauber ausgestattet.
R. W.

Anleitung zur Bedienung und Instandhaltung der stationären Dampfmaschinen und deren Kessel. Nebst einem Anhang, enthaltend: Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln. Bearbeitet von F. Becker, Maschinen-Ingenieur der Main-Neckar Eisenbahn in Darmstadt. Dritte vermehrte und verbesserte Auflage. (Preis ½ ℳ). Darmstadt. C. Köhler. —

Diese Anleitung ist dazu bestimmt, in den Maschinenlocalen zur täglichen Beachtung der Dampfmaschinenwärter aufgehängt zu werden. Sie enthält in sauberem Druck und klarer Fassung auf einer Blattseite von 53cm Breite bei 75cm Höhe Alles, was der Wärter zu beobachten hat, und, was wir als besonders empfehlenswerth hervorheben, auch nicht mehr.
R. W.

Maschinentheile.

Die Berechnung und Construction der Maschinen-Elemente. Für den praktischen Gebrauch sowie als Handbuch für Vorlesungen bearbeitet von L. Pinzger, Prof. an der königl. rheinisch-westfälischen polytechnischen Schule in Aachen. Erstes Heft: Die Nietverbindungen. Mit 10 lithographirten Tafeln und 44 in den Text gedruckten Holzschnitten. 28 S. gr. 4. (Preis 6 ℳ). Aachen, 1877. J. A. Mayer. —

Die Maschinen-Elemente sollen nach Construction und Berechnung in 12 einzeln verkäuflichen Heften behandelt werden; von diesen liegt uns das erste, die Niete behandelnde, vor.

Voraufgeschickt als Einleitung ist ein kurzes Capitel über Festigkeit von Schmiedeeisen und Stahl, welches behufs Bestimmung der zulässigen Beanspruchung das Wöhler'sche Gesetz heranzieht. Die dann folgende Behandlung der Nietverbindungen entspricht den neuesten Forschungen und Resultaten der Praxis, indem namentlich Schwedler's Erfahrungen verwerthet sind, was noch nicht allen neueren Handbüchern der Maschinenbaukunde nachgesagt werden kann. Die den Rechnungen beigegebenen constructiven Zeichnungen sind ganz vorzüglich. Namentlich die Tafeln sind sehr deutlich und mit einer für die Benutzung zwar sehr angenehmen, jedoch den Preis des Werkes wol erheblich beeinflussenden Ausführlichkeit behandelt.

Entschieden war der Verfasser bestrebt, in diesem ersten Hefte Eigenartiges zu bieten. Ist die Maschinenbaukunde durch einige wenige das Gebiet beherrschende Lehrbücher auch in dem hier behandelten Capitel sonst schon ziemlich zu einer gewissen typischen Abgeschlossenheit entwickelt, so bietet gerade das vom Verfasser hier Vorgeführte in Stoff und Anordnung durchaus von dem sonst Vorhandenen Abweichendes, so dass das Heft gerade wegen seines eigenartigen Inhaltes allen sonst in den einschlägigen Lehrbüchern wohlorientirten Ingenieuren empfohlen werden muss. Diese Empfehlung kann nur noch mehr begründet werden durch den Hinweis auf die vielfachen und sorgfältigen Citate, in welchen der Verfasser die einschlägige Literatur heranzieht.
L.

Verschiedenes.

Die englische Fabriken- und Werkstätten-Gesetzgebung in ihren wesentlichen Bestimmungen unter Vergleichung mit der deutschen Gewerbeordnung. Dargestellt von Dr. F. Dronke, königl. Fabrikeninspector. 67 S. (Preis 1,50 ℳ). Berlin, 1877. Fr. Kortkampf. —

In diesem 67 Seiten umfassenden Buche giebt der Verfasser unter Vorausschickung einer kurzen chronologischen Uebersicht der englischen Fabriken- und Werkstättengesetze eine vergleichende Zusammenstellung der wesentlichen Bestimmungen derselben unter Anlehnung an die deutsche Gewerbeordnung vom 21. Juni 1869 in der Weise, dass dem Inhalte der letzteren folgend und nach Hervorhebung der Wesenheit ihrer einzelnen Paragraphen unter den Titeln: Allgemeine Bestimmungen; Stehender Gewerbebetrieb; Gewerbebetrieb im Umherziehen; Marktverkehr; Taxen; Innungen von Gewerbetreibenden; Gewerbegehilfen, Gesellen, Lehrlinge, Fabrikarbeiter; Gewerbliche Hilfscassen; Orts-Statuten; Strafbestimmungen; Schlussbestimmungen; die bezüglichen englischen Vorschriften fortlaufend beigefügt und erläutert sind. Durch diese zweckmässige Anordnung sowie das beigefügte alphabetische Inhaltsverzeichniss wird die Zurechtfindung sehr erleichtert.

Bei dem wachsenden Interesse für die der allgemeinen Wohlfahrt entsprechende Regelung und Ueberwachung des Gewerbebetriebes wird nicht allein von Industriellen, Fabrikeninspectoren, Gemeindevorstehern, Gewerbevereinen u. s. w., sondern auch in weiteren Kreisen eine übersichtliche Darstellung willkommen sein, die, wie die vorliegende, die Kenntnissnahme der einschlägigen Gesetze des bedeutendsten Industriestaates so sehr erleichtert.
F. L.

Die Industrie Amerikas, ihre Geschichte, Entwickelung und Lage unter besonderer Berücksichtigung der Volkswirthschaft und Handelspolitik, der Erfindungen und Fortschritte des Maschinenwesens u. s. w. und der Weltausstellung zu Philadelphia. Von Dr. Hermann Grothe. Mit vielen Illustrationen in Stahlstich und Holzschnitt im Text und auf 35 Tafeln. 386 S. Lex. 8. Berlin, 1877. Burmester & Stempell. —

Der Verfasser selbst bezeichnet in der Vorrede sein Werk als „Beiträge zur Beurtheilung und Kenntniss amerikanischer Industrie“ und giebt an, dass er für einige seiner Mittheilungen die von anderen Fachmännern über die Ausstellung in Philadelphia erstatteten Berichte habe benutzen dürfen. Es war daher von vorn herein zu erwarten, dass der Eindruck des Werkes nicht ein einheitlicher sein könne, und dass die einzelnen Theile des Werkes von verschiedenem Werthe sein würden. Am besten hat uns der die Einleitung bildende erste Theil gefallen, welcher eine historische Entwickelung der amerikanischen Industrie bringt und die Factoren behandelt, welche, wie Patent- und Zollwesen, technische Sammlungen u. s. w. auf das Aufblühen dieser Industrie von bedeutenderem oder geringerem Einfluss gewesen sind. Der eigentlich technische Theil erscheint weniger gelungen, da zum Theil Nebensächliches recht ausführlich und umgekehrt behandelt wird; namentlich macht ein Theil der Figuren den Eindruck, als ob er ursprünglich für ein Werk mit eingehender Behandlung der einzelnen Maschinen u. s. w. bestimmt gewesen wäre.

Nichts desto weniger müssen wir das Buch als recht lesenswerth anerkennen. Wenn auch Manches darin bekannt sein dürfte, gewährt immerhin die Zusammenfassung der amerikanischen Industrie in ihren Haupterscheinungen ein nicht unbedeutendes Interesse.
R. Z.

Pyrotechnisches Centralblatt. Zeitschrift über Feuerwerkerei und Explosionskörper. Für Pyrotechniker, Feuerwerksfreunde und Artilleristen. Herausgegeben von Wladimir Jettel und Alexander Ban unter Mitwirkung der bedeutendsten Fachautoritäten. Redacteur: Wladimir Jettel. Erscheint monatlich (Preis: jährlich 10 ℳ). —

Die Lustfeuerwerkerei ist ja ein Sport, dem so mancher Dilettant mit solchem Eifer huldigt, dass ihm eine Festlichkeit ohne farbige Lichter, Schwärmer und Zubehör der wahren Würze zu entbehren scheint. Wir glauben daher, dass eine Zeitschrift, welche mit kritischer Auswahl eine Zusammenstellung der in verschiedenen Blättern auftauchenden Neuigkeiten, dazu auch eigene Erfahrungen und Rathschläge der Herausgeber bringt, von Manchem gern gesehen und benutzt werden wird. Dem erwähnten Zweige der Pyrotechnik scheint das Blatt vorzugsweise gewidmet zu sein, wenigstens beschäftigt sich mit ihm ausschliesslich der Inhalt der uns vorliegenden ersten Nummer. Nach dem Programm soll jedoch auch die Ernstfeuerwerkerei in den Kreis der Mittheilungen gezogen werden.
R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 7. Juliheft.

Abhandlungen.

Ueber den Ausfluss des Wassers aus einem Gefässe unter Beachtung des Arbeitsverlustes durch den freien Fall des Wassers.

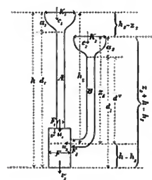
Von Dr. **C. Th. Meyer** in Stollberg (Königreich Sachsen).

(Schluss von Seite 145.)

III.

Betrachten wir nun, wie sich die in den früheren Abschnitten behandelten Verhältnisse gestalten, wenn zwei Röhren A und B, Fig. 24, in verschiedenem Niveau in ein Gefäss D einmünden, und zwar wollen wir vorerst die Höhe d, von welcher aus die Röhrentour erweitert werden muss, wenn nicht Verlust durch den freien Fall des Wassers eintreten soll, ermitteln.

Fig. 24



Wenn wir die Höhe d wie eben angegeben auffassen, so wird die Bezeichnung in den Gleichungen etwas einfacher, ein wesentlicher Unterschied liegt gegen die frühere Bedeutung von d nicht vor; während wir bei der früheren Bedeutung von d als Höhe von der Ausmündung bis zur Wasserzuführungshöhe bei den Gleichungen $\leqq$ schreiben mussten, können wir jetzt einfacher nur $=$ schreiben. Da wir zwei Röhren in Betracht zu ziehen haben, so haben wir auch zwei verschiedene Höhen d zu unterscheiden; wir bezeichnen daher die Höhe, von welcher an die Röhre A erweitert werden muss, durch d_1, die Höhe, von welcher die Röhrentour B an erweitert werden muss, durch d_2. Offenbar haben wir nun wieder die drei Fälle zu unterscheiden: A) Voller Ausfluss, B) voller Ausfluss mit Arbeitsverlust, C) Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust. Wir setzen vorerst in dieser Hinsicht ein gleiches Verhalten bei beiden Röhren voraus. Auch nehmen wir jetzt an, das Ausflussgefäss D habe bis zur Mündung einen gleichen Querschnitt. Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Wasserzuführungsbassin oder der erweiterten Röhrentour zugeführt wird, sei für die Röhre $A = c_1$, für die Röhre $B = c_2$, die Fläche des Wasserspiegels im Zuführungsbassin der Röhre $A = K_1$, der Röhre $B = K_2$.

A) Voller Ausfluss beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D. Die Geschwindigkeit u_1 des Wassers in der Röhre A kann, wie wir schon im Abschnitt II sahen, nicht grösser werden als $\frac{u_1^2}{2g} = a_1 + b + \frac{c_1^2}{2g}$, wenn a_1 die Wasserzuführungshöhe, d. i. die Druckhöhe im Wasserzuführungsbassin oder der erweiterten Röhrentour, b die dem Atmosphärendruck entsprechende Druckhöhe bezeichnet. Es ist aber $d_1 = h - a_1$, folglich $\frac{u_1^2}{2g} = h - d_1 + b + \frac{c_1^2}{2g}$ und

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g},$$

da $c_1 = \frac{F_1 u_1}{K_1}$ ist. Auf gleiche Weise finden wir für die Röhre B, wenn a_2 die Zuführungshöhe derselben bezeichnet, die grösste Geschwindigkeit von u_2 durch $\frac{u_2^2}{2g} = a_2 + b + \frac{c_2^2}{2g}$ und, da $a_2 + d_2 = z_2 + h - h_2$, also $a_2 = z_2 + h - h_2 - d_2$ ist, $\frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_2 - d_2 + b + \frac{c_2^2}{2g}$, woraus folgt

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$$
$$= z_2 + h - h_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}.$$

Man kann die Höhe d für die Röhre B auch vom Einmündungspunkte derselben in das Gefäss D an bestimmen. Nennen wir solche d'', Fig. 24, so wird

$$d'' = z_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}.$$

Die Werthe von u_1 und u_2 sind nach der Abhandlung: Ueber den Ausfluss des Wassers aus einem Gefässe, in

welches mehrere Röhren münden, im „Polytechn. Centralblatt", 1875, S. 789, zu bestimmen. Für $c_1 = c_2 = 0$ erhält man

$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g} \quad \text{und}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b - \frac{u_1^2}{2g},$$

$$d'' = z_2 + b - \frac{u_2^2}{2g}.$$

Beispiele. 1) Es sei $F_1 = F_2 = \tfrac{1}{2} F$, $z_2 = h_2$, also die Wasserspiegel in gleichem Niveau, ferner $c_1 = c_2 = 0$, also die Oberflächen K_1 und K_2 in den Wasserzuführungsbassins $= \infty$ oder wenigstens verhältnissmässig gross. Es ist nach S. 790 der vorstehend angegebenen Abhandlung $u_1 = \tfrac{4}{3}\sqrt{2gh}$, $u_2 = \tfrac{2}{3}\sqrt{2gh}$, es folgt daher

$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g} = h + b - \tfrac{16}{9} h = b - \tfrac{7}{9} h.$$

Da d_1 ein reeller Werth sein muss, so muss $\tfrac{7}{9} h < b$, also für den vollen Ausfluss unbedingt $h < \tfrac{9}{7} b$ sein. Für d_2 erhält man $d_2 = h + b - \tfrac{4}{9} h = \tfrac{5}{9} h + b$.

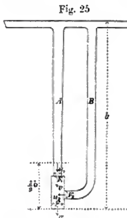


Fig. 25

Für $b = \tfrac{4}{9} h$, würde $d_2 = h$; so lange also die Höhe h den Werth $2\tfrac{1}{4} b$ nicht überschreitet (was, wie wir sehen, im vorliegenden Beispiele nicht möglich ist, da $h < \tfrac{9}{7} b$ sein muss), kann die Röhrentour B bis zum Einfluss des Wassers aus dem Zuführungsbassin gleiche Weite haben. Ist z. B. $h = b$, so wird $d_1 = \tfrac{2}{9} b$, d. i. von einer Höhe $= \tfrac{2}{9} b$ an muss die Röhrentour A erweitert werden. Die Röhrentour B behält durchgängig gleiche Weite (Fig. 25).

2) Es sei $F_1 = F_2 = \tfrac{1}{4} F$ und $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$. Für diese Verhältnisse ist nach Seite 790 a. a. O. $u_1 = \tfrac{16}{5}\sqrt{2gh}$, $u_2 = \tfrac{4}{5}\sqrt{2gh}$; man erhält daher $d_1 = h + b - \tfrac{256}{25} h = h + b - 10{,}2\, h = b - 9{,}2\, h$ und $d_2 = h + b - \tfrac{16}{25} h = b + \tfrac{9}{25} h$. Aus $d_1 = b - 9{,}2\, h$ folgt, dass $9{,}2\, h < b$, d. i. $h < \frac{b}{9{,}2} < 0{,}11\, b$ sein muss.

3) Für $F_1 = F_2 = F$ und $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$ folgt nach S. 790 $u_1 = u_2 = \tfrac{1}{2}\sqrt{2gh}$; es wird daher $d_1 = d_2 = h + b - \tfrac{1}{4} h = \tfrac{3}{4} h + b$. So lange also h die Höhe von $4\,b$ nicht überschreitet, können beide Röhrentouren A und B auf ihre ganze Länge gleiche Weite erhalten. (Vergl. S. 147 und 148.)

4) Um eine Vergleichung mit dem Verhalten bei einer Röhrentour zu erhalten, setzen wir $F_2 = 0$. Ist nun $F_1 = \tfrac{1}{2} F$, ferner $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$, so folgt nach den Formeln auf S. 789 $u_1 = 2v$, $v_2 = v = \frac{u_1}{2}$, $\frac{u_1^2}{4} = 2gh$, $u_1 = 2\sqrt{2gh}$, und sonach $d_1 = h + b - 4h = b - 3h$, wie auf S. 147.

5) Es sei ferner $F_1 = F_2 = \tfrac{1}{2} F$, $h_2 = \tfrac{3}{4} h$, $z_2 = h$, $c_1 = c_2 = 0$. Die Formeln

$$1)\ v_2^2 = 2gh + 2g(z_2 - h_2)\frac{Q_2}{Q}$$

$$2)\ \frac{u_2^2}{2g} = z_2 - h_2 + \frac{v^2}{2g}$$

$$3)\ v_2 = v + \frac{F_2}{F} \cdot u_2$$

$$4)\ u_1 = \frac{F}{F_1} \cdot v$$

(S. 789) ergeben folgende Rechnung: $u_1 = 2v$; $u_2^2 = 2g(h - \tfrac{3}{4} h) + v^2 = \tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2$ und $u_2 = \sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}$; $v_2 = v + \tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}$. Hiernach wird nun

$$\left(v + \tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}\right)^2 = 2gh + \frac{2g(h - \tfrac{3}{4} h)\tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}}{v + \tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}},$$

$$\left(\tfrac{5}{4} v^2 + \tfrac{1}{16} \cdot 2gh + v\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}\right)\left(v + \tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}\right) =$$
$$= 2gh\left(v + \tfrac{1}{2}\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2}\right) + \tfrac{1}{8} \cdot 2gh\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2},$$

$$\left(\tfrac{13}{8} v^2 - \tfrac{19}{32} \cdot 2gh\right)\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2} = \tfrac{13}{16} v \cdot 2gh - \tfrac{7}{4} v^3,$$

$$\left(\tfrac{13}{8} v^2 - \tfrac{19}{32} \cdot 2gh\right)^2 \cdot \left(\tfrac{1}{4} \cdot 2gh + v^2\right) = \left(\tfrac{13}{16} v \cdot 2gh - \tfrac{7}{4} v^3\right)^2.$$

Führt man die angezeigte Rechnung aus, so gelangt man auf die cubische Gleichung

$$\tfrac{27}{64} v^6 - \tfrac{403}{256} v^4 \cdot 2gh + \tfrac{809}{1024} v^2 (2gh)^2 - \tfrac{361}{4096}(2gh)^3 = 0$$

und setzt man $v^2 = x \cdot \frac{2gh}{12}$ ein, auf

$$x^3 - 44{,}66\, x^2 + 269{,}66\, x - 361 = 0,$$

welche $x = 5{,}04$ giebt. Aus $x = 5{,}04$ folgt $v = 0{,}648\sqrt{2gh}$. Nach Bestimmung des Werthes von v folgt nun leicht $u_1 = 2v = 1{,}296\sqrt{2gh}$, abgekürzt $= 1{,}3\sqrt{2gh}$, $u_2 = \sqrt{0{,}67}\sqrt{2gh} = 0{,}82\sqrt{2gh}$, $v_2 = 1{,}052\sqrt{2gh}$. Nachdem die Werthe für u_1 und u_2 gefunden sind, erhält man

$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g} = h + b - 1{,}3^2\, h = b - 0{,}69\, h.$$

Soll voller Ausfluss stattfinden können, so muss also $0{,}69\, h < b$, d. i. $h < \frac{1}{0{,}69} b < 1{,}45\, b$ sein. Für $h = b$ folgt $d_1 = 0{,}31\, b$; von dieser Höhe an muss die Röhrentour erweitert werden. Ferner wird

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b - \frac{u_2^2}{2g} = h - \tfrac{3}{4} h + h + b - 0{,}67\, h = b + 0{,}58\, h.$$

Es kann also in der Röhrentour B die Druckhöhe jede beliebige Höhe erreichen, nur muss, wenn $0{,}42\, h > b$, d. i. $h > 2{,}38\, b$ ist, der obere Theil der Röhrentour erweitert werden. Ist $h = b$, so ist $d_2 = 1{,}58\, b$; die das Niveau von $\tfrac{5}{4} b$ Höhe erreichende Röhrentour B kann also bis zum Anschluss an das als gross angenommene Bassin (da $c_2 = 0$) gleiche Weite haben.

Bezeichnet man die Niveauhöhe, welche die Röhrentour B erreicht, d. i. $z_2 + h - h_2$ durch h', so ist im vorliegenden Beispiele $h' = \tfrac{5}{4} h$, und man kann daher auch sagen, es ist $d_2 = 0{,}58 \cdot \tfrac{4}{5} h' + b = 0{,}464 \cdot h' + b$; es kann somit die Röhre B so lange gleiche Weite haben, als der Bedingung $0{,}536\, h' < b$, d. i. $h' < 1{,}87\, b$ genügt wird. Für $h = b$ ist $h' = \tfrac{5}{4} b$; man erhält somit $d_2 = 0{,}464 \cdot \tfrac{5}{4} b + b = 1{,}58\, b$, welche Höhe eben nicht erreicht wird.

B) Voller Ausfluss mit Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D. Wie schon aus

den früheren Abschnitten hervorgeht, bleiben die Gleichungen zur Bestimmung der Höhen d dieselben wie für den vollen Ausfluss; man hat also

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g} \text{ und}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g},$$

$$d'' = z_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}.$$

Für $c_1 = c_2 = 0$

$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b - \frac{u_2^2}{2g}$$

$$d'' = z_2 + b - \frac{u_2^2}{2g}.$$

Die Werthe von u_1, u_2 sind nach S. 792 a. a. O. zu bestimmen.

Beispiel. Es sei $F_1 = F_2 = {}^1/_4\, F$ und $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$. Nach den Formeln

1) $v_2^2 = 2gh + 2g(z_2 - h_2)\frac{Q_2}{Q} - (u_1 - v)^2\frac{Q_1}{Q} - (u_2 - v_2)^2\frac{Q_2}{Q}$

2) $\frac{u_2^2}{2g} = z_2 - h_2 + \frac{v^2}{2g} + \frac{(u_1 - v)^2}{2g}$

3) $v_2 = v + \frac{F_1}{F} u_2$

4) $u_1 = \frac{F}{F_1} v$

auf S. 792 folgt:

$u_1 = 4v$,

$u_2 = \sqrt{v^2 + (u_1 - v)^2} = \sqrt{v^2 + (4v - v)^2} = v\sqrt{10} = 3{,}162\, v$;

$v_2 = v + {}^1/_4 \,.\, u_2 = v\,(1 + {}^1/_4 \sqrt{10}) = 1{,}791\, v$;

$v_2^2 = 2gh - (u_1 - v)^2 \frac{F_1 u_1}{F . v_2} - (u_2 - v_2)^2 \frac{F_2 u_2}{F . v_2}$,

$1{,}791^2 v^2 = 2gh - (4v - v)^2 . {}^1/_4 \frac{4v}{1{,}791\, v} - (3{,}162\, v - 1{,}791\, v)^2\, {}^1/_4 \frac{3{,}162\, v}{1{,}791\, v}$,

$3{,}208\, v^2 = 2gh - 5{,}025\, v^2 - 0{,}83\, v^2, \quad v = 0{,}33 \sqrt{2gh}$.

Hiernach wird ferner

$u_1 = 4v = 1{,}32\sqrt{2gh}, \quad u_2 = 3{,}162 . 0{,}33\sqrt{2gh} = 1{,}04\sqrt{2gh}$,

$v_2 = 1{,}791 . 0{,}33\sqrt{2gh} = 0{,}59\sqrt{2gh}$.

(Eine Röhre vom Querschnitt ${}^1/_2\, F$ würde $v_2 = 0{,}7\sqrt{2gh}$ geben.) Für diese Verhältnisse wird nun

$$d_1 = h + b - 1{,}32^2\, h = b - 0{,}74\, h;$$

es muss also, soll voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden können, $0{,}74\, h < b$, d. i. $h < 1{,}35\, b$ sein. Für $h = b$ folgt $d_1 = 0{,}26\, b$; von dieser Höhe an muss die Röhrentour A erweitert werden. Ferner wird $d_2 = h + b - 1{,}04^2\, h = b - 0{,}082\, h$; ist $h \geq \frac{1}{0{,}082}\, b \geq 12\, b$, so ist kein voller Ausfluss mehr denkbar. Für $h = b$ folgt $d_2 = 0{,}918\, b$; es muss also auch die Röhre B in dem oberen, das Niveau $0{,}918\, b$ überschreitenden Theile erweitert werden.

C) **Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust beim Eintritt des Wassers in das Gefäss D.** Die Gleichungen für d_1 und d_2 bleiben ungeändert:

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}$$

$$d'' = z_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}.$$

Für $c_1 = c_2 = 0$ folglich

$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b - \frac{u_2^2}{2g} \text{ und}$$

$$d'' = z_2 + b - \frac{u_2^2}{2g}.$$

Die Werthe für u_1, u_2 sind nach den Formeln für den Ausfluss mit vollem Arbeitsverlust auf S. 792 a. a. O. zu bestimmen.

Beispiele. 1) Es sei $F_1 = F_2 = {}^1/_2\, F$, $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$. Es ist für diese Verhältnisse nach S. 792 a. a. O. $u_1 = u_2 = 0{,}85\sqrt{2gh}$. Es wird hiernach $d_1 = h + b - 0{,}85^2\, h = b + 0{,}2775\, h$, abgekürzt $= b + 0{,}28\, h$; es reicht also bis zur Höhe $0{,}72\, h = b$, d. i. $h = 1{,}4\, b$ eine gleich weite Röhrentour aus. Für d_2 erhält man denselben Werth, also $d_2 = b + 0{,}28\, h$. Ist $h = 2\, b$, so muss sowol die Röhre A als auch die Röhre B von der Niveauhöhe $d_1 = d_2 = b + 0{,}28 . 2\, b = 1{,}56\, b$ an erweitert werden.

2) Es sei $F_1 = F_2 = {}^1/_4\, F$, $z_2 = h_2$ und $c_1 = c_2 = 0$. Nach Seite 793 a. a. O. ist für diese Annahmen $u_1 = u_2 = 0{,}96\sqrt{2gh}$; es ergiebt sich hiernach $d_1 = h + b - 0{,}96^2\, h = b + 0{,}0784\, h$. Für d_2 erhält man, da $z_2 = h_2$ und $u_1 = u_2$ ist, denselben Werth, also $d_2 = b + 0{,}0784\, h$. Ist $h = 2\, b$, so muss demnach sowol die Röhrentour A als auch die Röhrentour B von der Höhe $d_1 = d_2 = 1{,}1568\, b$ an erweitert werden. Ist $h = b$, so giebt die Formel $d_1 = d_2 = 1{,}0784\, b$; es können also beide Röhrentouren ihre Querschnitte bis zur Einmündung in das als unendlich gross angenommene Zuführungsbassin unverändert behalten. —

Wir haben bis jetzt bei beiden Röhren A und B ein gleiches Verhalten hinsichtlich des Arbeitsverlustes des Wassers bei dem Eintritt desselben in das Gefäss D vorausgesetzt; nehmen wir nun ein ungleiches Verhalten an.

Aus den bisherigen Betrachtungen ergiebt sich sofort, dass die Gleichungen für d_1 und d_2 die früheren bleiben; hatten sie doch in allen bisher betrachteten drei verschiedenen Fällen Giltigkeit. Nur die Werthe für u_1 und u_2 sind den gegebenen Bedingungen gemäss zu bestimmen, vergl. S. 793 der mehrfach erwähnten Abhandlung im „Polytechn. Centralbl." 1875. Wir haben also wieder:

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}$$

$$d'' = z_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}.$$

Beispiel. Es sei $F_1 = F_2 = {}^1/_2\, F$, $z_2 = h_2$, $c_1 = c_2 = 0$, und es finde bei der Einmündung der Röhre A voller Ausfluss mit Arbeitsverlust, bei der Einmündung der Röhre B kein Arbeitsverlust statt. Wir haben für diese Voraussetzung die Gleichungen:

$$1)\quad v_2^2 = 2gh + 2g(z_2 - h_2)\frac{Q_2}{Q} - (u_1 - v)^2\frac{Q_1}{Q}$$

$$2)\quad u_2^2 = 2g(z_2 - h_2) + v^2 + (u_1 - v)^2$$

$$3)\quad v_2 = v + \frac{F_2}{F}u_2$$

$$4)\quad u_1 = \frac{F}{F_1}v.$$

Die Rechnung gestaltet sich nach denselben folgend:

$$u_1 = 2v;\quad u_2 = v\sqrt{2};\quad v_2 = v(1 + \tfrac{1}{2}\sqrt{2});$$

$$v^2(1 + \tfrac{1}{2}\sqrt{2})^2 = 2gh - \frac{v^2}{1 + \frac{1}{2}\sqrt{2}},$$

$$v^2\left((1 + \tfrac{1}{2}\sqrt{2})^2 + \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\sqrt{2}}\right) = 2gh$$

und hieraus $v = \sqrt{2/7}\sqrt{2gh} = 0{,}53\sqrt{2gh}$. Hiernach folgt nun $u_1 = 1{,}06\sqrt{2gh}$, $u_2 = 0{,}75\sqrt{2gh}$ und $v_2 = 0{,}905\sqrt{2gh}$. Für vorliegende Verhältnisse wird nun

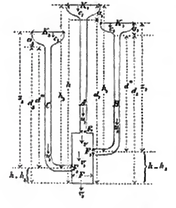
$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g} = h + b - 1{,}06^2 h = b - 0{,}124\,h;$$

es muss also $0{,}124\,h < b$, d. i. $h < \frac{1}{0{,}124}b < 8{,}07\,b$ sein, wenn noch voller Ausfluss mit Arbeitsverlust stattfinden soll. Für d_2 erhält man

$$d_2 = h + b - \frac{u_2^2}{2g} = h + b - 0{,}75^2 h = b + 0{,}4375\,b.$$

Nimmt man z. B. $h = 2b$, so folgt $d_1 = b - 0{,}248\,b = 0{,}752\,b$ und $d_2 = b + 0{,}875\,b = 1{,}575\,b$; die Röhrentouren müssen also von den Höhen $d_1 = 0{,}752\,b$ und $d_2 = 1{,}875\,b$ an erweitert werden.

Fig. 26



Münden drei Röhren, A, B, C (Fig. 26) über oder unter einander in ein Gefäss D, so erhält man, wie sich sofort aus dem Verhalten bei zwei Röhren ergiebt, für die Höhen d_1, d_2, d_3, von denen aus die Röhrentouren erweitert werden müssen, folgende Gleichungen:

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}$$

$$d_3 = z_3 + h - h_3 + b + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = z_3 + h - h_3 + b + \left(\frac{F_3^2}{K_3^2} - 1\right)\frac{u_3^2}{2g}$$

oder auch

$$d'' = z_2 + b + \frac{c^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}\quad\text{und}$$

$$d''' = z_3 + b + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = z_3 + b + \left(\frac{F_3^2}{K_3^2} - 1\right)\frac{u_3^2}{2g}.$$

Die Werthe von u_1, u_2, u_3 sind nach den in Abschnitt III des Aufsatzes im „Polytechn. Centralbl.“ 1875, S. 794 u. folg. angegebenen Formeln zu bestimmen. —

Offenbar werden vorstehende Gleichungen ebenso gut ihre Richtigkeit behalten, wenn die Röhren A, B, C Fig. 27) in einem horizontalen Querschnitt einmünden, nur muss die Bezeichnung entsprechend geändert werden; man erhält:

$$d_1 = h + b + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = h + b + \left(\frac{F_1^2}{K_1^2} - 1\right)\frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_1 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + h - h_1 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}$$

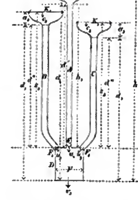
$$d_3 = z_3 + h - h_1 + b + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = z_3 + h - h_1 + b + \left(\frac{F_3^2}{K_3^2} - 1\right)\frac{u_3^2}{2g}$$

oder auch

$$d'' = z_2 + b + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = z_2 + b + \left(\frac{F_2^2}{K_2^2} - 1\right)\frac{u_2^2}{2g}$$

$$d''' = z_3 + b + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = z_3 + b + \left(\frac{F_3^2}{K_3^2} - 1\right)\frac{u_3^2}{2g}.$$

Fig. 27

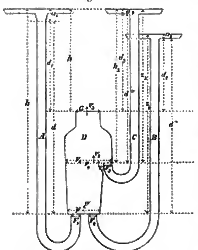


Die Bestimmung der Werthe u_1, u_2, u_3 ergiebt sich nach S. 1306 der mehrfach angezogenen Abhandlung.

Ist die Mündung des Ausflussgefässes verengt oder erweitert, so bleiben die angegebenen Formeln nichts desto weniger völlig richtig, denn die Verengung oder Erweiterung hat nur auf die Werthe von u_1 (bezw. c_1), u_2 (bezw. c_2), u_3 (bezw. c_3) Einfluss und wird bei deren Bestimmung berücksichtigt. Die Bestimmung von u_1, u_2, u_3 ist in jener Abhandlung angegeben.

Bei Ausflussgefässen mit neben und über oder unter einander befindlichen Röhren A, B, C . . ., dergleichen Gefässe wir S. 1442 a. a. O. einer näheren Betrachtung unterwarfen, gelten natürlich ebenfalls die zur Bestimmung der Höhen d aufgestellten Formeln, man hat dabei nur zu berücksichtigen, ob die Röhren in demselben horizontalen Querschnitt liegen oder nicht. Berechnen wir ein Beispiel für ein Gefäss, Fig. 28, ähnlich dem in Fig. 64 auf S. 1441 a. a. O. dargestellten und setzen bei allen drei Röhren vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust voraus, ferner sei $c_1 = c_2 = c_3 = 0$. Da $c_1 = c_2 = c_3 = 0$ vorausgesetzt wird, so gelten für die Höhen d der Röhren A, B, C die Formeln:

Fig. 28



$$d_1 = h + b - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$d_2 = z_2 + h - h_1 + b - \frac{u_2^2}{2g}$$

$$d_3 = z_3 + h - h_3 + b - \frac{u_3^2}{2g}$$

oder

$$d' = h_1 + b - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$d'' = z_2 + b - \frac{u_2^2}{2g}$$

$$d''' = z_3 + b - \frac{u_3^2}{2g}.$$

Die Werthe von u_1, u_2, u_3 sind nach den auf S. 1441 und 1442 entwickelten Formeln, welche bei allen drei Röhren vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust voraussetzen, zu bestimmen. Diese Formeln sind:

$$1)\ v_3^2 = 2gh + 2g(z_2 - h_1)\frac{Q_2}{Q} + 2g(z_3 - h_3)\frac{Q_3}{Q} - (u_1 - v)^2\frac{Q_1}{Q} - (u_2 - v)^2\frac{Q_2}{Q} - (u_3 - v_2)\frac{Q_3}{Q},$$

$$2)\ \frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + h_1 - z_2,$$

$$3)\ \frac{u_3^2}{2g} = z_3 - h_3 - (z_2 - h_1)\frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{(u_1 - v)^2}{2g}\cdot\frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} + \frac{(u_2 - v)^2}{2g}\cdot\frac{Q_2}{Q_1 + Q_2},$$

$$4)\ Q = G.v_3 = F_5.v_2 = Q_1 + Q_2 + Q_3 = F_1.u_1 + F_2.u_2 + F_3.u_3,$$

$$5)\ F_4.v_1 = F.v = Q_1 + Q_2 = F_1.u_1 + F_2.u_2.$$

Es sei nun $F_1 = F_2 = F_3$, $F = 4F_1$, $F_4 = 5F_1$, $F_5 = 6F_1$, $G = 3F_1$, ferner $h_1 = 2h$, $z_2 = {}^7/_4 h$, $z_3 = h_3 = {}^3/_2 h$. Führt man diese Werthe in die obigen Gleichungen ein, so folgt: $5F_1.v_1 = F.v = 4F_1.v$, somit $v_1 = {}^4/_5 v$, $v_1^2 = {}^{16}/_{25} v^2$; $Q_1 + Q_2 = F.v = 4F_1.v$; $u_1^2 = u_2^2 + 2g(h_1 - z_2) = u_2^2 + 2g(2h - {}^7/_4 h) = u_2^2 + {}^1/_4.2gh$, $u_1 = \sqrt{u_2^2 + {}^1/_4.2gh}$; $4F_1.v = Q_1 + Q_2 = F_1(u_1 + u_2)$,

$$4v = u_1 + u_2 = u_2 + \sqrt{u_2^2 + {}^1/_4.2gh}.$$

Aus $4v = u_2 + \sqrt{u_2^2 + {}^1/_4.2gh}$ folgt $u_2 = 2v - \frac{2gh}{32v}$ und hiernach $u_1 = 2v + \frac{2gh}{32v}$. Die Gleichung 3) giebt durch Einsetzen dieser Werthe

$$\frac{u_3^2}{2g} = {}^1/_4 h\cdot\frac{2v - \frac{2gh}{32v}}{4v} + {}^{16}/_{25}\frac{v^2}{2g} + \frac{\left(v + \frac{2gh}{32v}\right)^2\left(2v + \frac{2gh}{32v}\right)}{2g.4v} + \frac{\left(v - \frac{2gh}{32v}\right)^2\left(2v - \frac{2gh}{32v}\right)}{2g.4v}$$

$$= {}^1/_8 h + {}^{41}/_{25}\frac{v^2}{2g}$$

und somit

$$u_3 = \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}.$$

Durch Einführung dieser Werthe in die Gleichung $F_5.v_2 = F_1.u_1 + F_2.u_2 + F_3.u_3$ folgt

$$6F_1.v_2 = F_1(4v + \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh})$$

und somit $v_2 = {}^2/_3 v + {}^1/_6\sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}$. Für v_3 erhält man $v_3 = \frac{F_5}{G} v_2 = 2v_2 = {}^4/_3 v + {}^1/_3\sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}$; ferner ist $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = F_1(4v + \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh})$. Hiernach giebt nun Gleichung 1)

$$({}^4/_3 v + {}^1/_3\sqrt{{}^{41}/_{25} + {}^1/_8.2gh})^2 = 2gh + \frac{2g({}^7/_4 h - 2h)\left(2v - \frac{2gh}{32v}\right)}{4v + \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}}$$

$$- \frac{\left(v + \frac{2gh}{32v}\right)^2\left(2v + \frac{2gh}{32v}\right)}{4v + \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}} - \frac{\left(v - \frac{2gh}{32v}\right)^2\left(2v - \frac{2gh}{32v}\right)}{4v + \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}}$$

$$- \frac{(\sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh} - {}^2/_3 v - {}^1/_6\sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh})^2 \sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}}{4v.\sqrt{{}^{41}/_{25} v^2 + {}^1/_8.2gh}}.$$

Die Auflösung dieser Gleichung führt auf die cubische Gleichung

$$v^6 - 1{,}300.2gh.v^4 + 0{,}253(2gh)^2.v^2 - 0{,}002(2gh)^3 = 0,$$

aus welcher folgt $v^2 = 0{,}23.2gh$ und somit $v = 0{,}48\sqrt{2gh}$.

Aus $v = 0{,}48\sqrt{2gh}$ folgt nun ferner $u_1 = 1{,}025\sqrt{2gh}$, $u_2 = 0{,}895\sqrt{2gh}$, $u_3 = 0{,}709\sqrt{2gh}$, $v_2 = 0{,}438\sqrt{2gh}$ und $v_3 = 0{,}876\sqrt{2gh}$.

Die für u_1, u_2, u_3 gefundenen Werthe in die obigen Formeln für d eingeführt, giebt

1) $d_1 = h + b - 1{,}025^2 h = b - 0{,}051 h$,
2) $d_2 = {}^7/_4 h + h - 2h + b - 0{,}895^2 h = b - 0{,}051 b$,
3) $d_3 = h + b - 0{,}709^2 h = b + 0{,}498 h$

und

4) $d' = 2h + b - 1{,}051 h = b + 0{,}949 h$,
5) $d'' = {}^7/_4 h + b - 0{,}801 h = b + 0{,}949 h$,
6) $d''' = {}^3/_2 h + b - 0{,}502 h = b + 0{,}998 h$.

Aus dem Werthe für d_1 und d_2 folgt, dass, da solche nicht gleich Null sein können, für den vorausgesetzten vollen Ausfluss mit Arbeitsverlust $0{,}051 h < b$, d. i. $h < \frac{1}{0{,}051} b < 19{,}5 b$ sein muss. Aus Gleichung 3) folgt, dass, da die Röhrentour C die Ausmündung des Gefässes D um h überragt, die Röhrentour gleiche Weite haben kann, wenn $h < b + 0{,}498 h$, d. i. $h \leqq 2b$ ist. Für $h = b$ geben die Formeln 1 bis 3:

$$d_1 = d_2 = b - 0{,}051 b = 0{,}949 b;$$

es muss folglich die Röhrentour A von dieser Höhe an erweitert werden, die niedrigere Röhrentour B kann gleiche Weite haben; ferner $d_3 = b + 0{,}498 b = 1{,}498 b$; die Röhrentour C kann gleiche Weite behalten.

Für $h = {}^1/_4 b$ folgt $d_1 = d_2 = b - 0{,}051.{}^1/_4 b = 0{,}987 b$; es können somit alle drei Röhren auf ihrer ganzen Länge bis zum Anschluss an das grosse Zuführungsbassin gleich weit sein.

Der Hartguss und seine zunehmende Bedeutung für die Eisenindustrie.

Von **Julius v. Schütz**, Ingenieur.

I. Fabrikation des Hartgusses.

Infolge der geringen Schwierigkeiten, welche die Verarbeitung des Gusseisens bietet, gingen schon seit verschiedenen Jahrzehnten die Bestrebungen, namentlich amerikanischer Ingenieure dahin, die verhältnissmässig engen Grenzen, welche die unvollkommenen Eigenschaften dieses Materials seiner Anwendung im Maschinenbau ziehen, durch Vervollkommnung derselben zu erweitern. Besonders ist es bekanntlich die geringe absolute

Festigkeit des gewöhnlichen Gusseisens, welche seine Verwendung zu einer grossen Zahl von Maschinentheilen entweder vollständig ausschliesst oder mit anderweitigen Nachtheilen verknüpft, indem sie unverhältnissmässig schwere Constructionen bedingt, und man bemühte sich daher, diesem Mangel des im Uebrigen so vortrefflichen Materials durch die verschiedenartigsten Gussverfahren, namentlich durch sorgfältige Auswahl und Mischung der besseren Roheisensorten abzuhelfen. Hierdurch entstand eine grosse Zahl von Modificationen mit zum Theil chemisch und mechanisch, zum Theil hauptsächlich mechanisch gebundenem Kohlenstoff, unter denen neuerdings das sogenannte Hartgusseisen allgemeinere Aufmerksamkeit erregt, indem es sich durch seine werthvollen Eigenschaften Verwendung in den verschiedensten Zweigen der Industrie verschafft hat.

Wie schon angedeutet, waren es anfänglich ausschliesslich amerikanische Ingenieure, welche sich durch derartige Versuche verdient machten, und infolge dessen war auch Amerika in der Verwendung des Hartgusseisens der übrigen industriellen Welt um eine geraume Zeit voraus. In Deutschland speciell beschränkte sich anfangs die Industrie auf vereinzelte Versuche in der Herstellung von Hartgusswalzen, bis es Mitte der fünfziger Jahre, unabhängig von einander zu gleicher Zeit zwei Maschinenfabrikanten, den Herren Ganz & Co. in Ofen und H. Gruson in Buckau nach jahrelangen Bemühungen gelang, den Hartguss auf eine solche Stufe der Vollendung zu bringen, dass seine allgemeine Verwendung in den verschiedensten Industriezweigen, wie sie heute stattfindet, schon damals nur als eine Frage der Zeit betrachtet werden konnte.

Nichts desto weniger stösst man über den Begriff „Hartguss“, selbst in technischen Kreisen häufig auf ziemlich unrichtige oder unklare Ansichten, was freilich natürlich ist, da einerseits der sogenannte Hartguss sich überhaupt nicht als eine aus bestimmten Grundstoffen unter festen Procentsätzen bestehende Mischung definiren lässt; andererseits aber manche Fabrikanten, welche Hartguss zu produciren vorgeben, Fabrikate mit diesem Namen bezeichnen, die denselben ihren Eigenschaften nach gar nicht verdienen und nur im Stande sind, ihn in Misscredit zu bringen.

Besondere Verwirrung in die Begriffe musste speciell der Umstand bringen, dass man in der Militärsprache unter Hartguss lediglich das in eiserner Form, der Coquille, gegossene Material versteht, während die Hauptvertreterin der Hartgussfabrikation in Deutschland, die Gruson'sche Fabrik, noch verschiedene andere vervollkommnete Gusseisensorten unter diesem Namen begreift und generell zwischen „in Coquille gegossenem“ und „nicht in Coquille gegossenem“ Hartguss unterscheidet.

Schon aus dem Gesagten erhellt, dass es unmöglich sein würde, in einem kurzen Aufsatze Alles dasjenige erschöpfend zu behandeln, was man unter Hartguss versteht, ganz abgesehen davon, dass infolge der Geheimhaltung der verschiedenen Fabrikationsmethoden absolut sichere Quellen fehlen, und es geht daher unsere Absicht nur dahin, irrthümlichen Auffassungen zu begegnen und den weiten Kreis, in welchem sich bisher die Ideen bewegten, etwas zu verengern.

a) Die Grundstoffe des Hartgusses und ihre Mischung.

Die Bestrebungen hinsichtlich der Herstellung von Hartgusseisen sehen wir von Anfang an in zwei verschiedene Richtungen aus einander gehen. Einerseits versuchte man durch directes Verfahren mit verschiedenen Eisenerzen, besonders manganhaltigem Brauneisenstein und Spatheisenstein unter Anwendung von Holzkohlen bei der Verhüttung zum Ziele zu gelangen, andererseits beschränkte man sich auf ein Zusammenschmelzen verschiedener Roheisensorten, welches letztere Verfahren als das am meisten verbreitete zu bezeichnen ist.

Entsprechend den fast entgegengesetzten Eigenschaften des auf Coquille gegossenen Hartgusses, der bedeutenden Härte auf der Oberfläche und der ausserordentlichen Zähigkeit in den inneren Schichten, ging man bei der Herstellung desselben von zwei Roheisensorten aus, welche einzeln diese Eigenschaften besitzen, dem stahlharten weissen Roheisen und dem tiefgrauen weichen Roheisen. Diese beiden Sorten repräsentiren die reinsten Gattungen, welche überhaupt erblasen werden, und unterscheiden sich bekanntlich nicht nur durch ihre physikalischen Eigenschaften, sondern vor allen Dingen durch ihre chemische Zusammensetzung.

Das weisse, überaus kohlenstoffreiche Roheisen enthält fast den ganzen Kohlenstoffgehalt chemisch gebunden, während in dem grauen Roheisen über 50 pCt. mechanisch in Graphitausscheidungen gelagert sind. Gehen wir nun von der Annahme aus, dass eine Hartgussmasse hauptsächlich aus einer Mischung dieser beiden Materialien besteht, so ist es klar, dass sich ihre Eigenschaften nicht nur durch die Procentsätze der Mischung, sondern auch wesentlich dadurch modificiren lassen, dass man der stets beim Erstarren vorhandenen Neigung zu Kohlenstoffausscheidungen mehr oder weniger vorbeugt. Letzteres wird vorzüglich durch eine Beschleunigung der Erstarrung erreicht, welche sich durch schnelle Wärmeentziehung vermittelst gusseiserner Formen leicht bewirken lässt. Die Fabrikation des Hartgusses erscheint hiernach verhältnissmässig einfach und würde dies in der That auch sein, wenn nicht unzählige andere, manchmal scheinbar geringfügige äussere Umstände dabei von Einfluss wären. Zunächst muss erwähnt werden, dass die Mischung allerdings meistens vorzüglich aus den beiden obengenannten Roheisensorten bestehen wird, dass sie sich aber im Uebrigen durchaus nicht darauf beschränkt, indem unter Umständen erfahrungsmässig verschiedene Zusätze z. B. von Mangan oder auch von Schmiedeeisen und Stahl vortheilhaft für die Eigenschaften der Gussmasse sind.

Eine Hauptschwierigkeit aber ergiebt sich für den Fabrikanten aus dem Umstande, dass es unmöglich ist,

fortdauernd Roheisenlieferungen von absolut gleicher Qualität zu beziehen, und da ist es nun lediglich der Erfahrung des Hüttenmeisters anheim gegeben, durch entsprechende Aenderung der Procentsätze das für den bestimmten Zweck als normal festgesetzte Mischungsverhältniss dennoch zu erreichen.

Das Niederschmelzen selbst geschieht in grossen Flammöfen oder auch in Coks-Cupolöfen.

Besonders begünstigt sind übrigens in Bezug auf die Beschaffenheit der Grundstoffe des Hartgusses die deutschen Fabrikanten, da der Holzkohlenreichthum Deutschlands und die Qualität seiner Eisenerze das Erblasen jener mehrfach genannten Roheisensorten in einem Grade der Vorzüglichkeit gestatten, welcher in wenigen anderen europäischen Staaten zu erreichen sein dürfte.

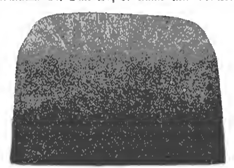
b) Hartguss in Coquille.

Von dem Einfluss der Coquille auf den Guss ist bereits oben gesagt worden, dass dieselbe durch schnelle Abkühlung ein chemisches Binden des Kohlenstoffs in den äusseren Schichten des Gussstückes bezweckt. Hierdurch entsteht an der Oberfläche eine Schicht weissen Eisens, welche allmälig nach dem Inneren zu in eine aus grauem Eisen bestehende übergeht. Den Uebergang zwischen beiden bildet eine Schicht von halbirtem Eisen. Wie schon früher erwähnt, kommt das weisse Eisen an Härte gehärtetem Gussstahle gleich, während das graue ausserordentlich zähe ist. Man löste also das Problem der Vervollkommnung des Gusseisens in der Weise, dass man eine stahlharte Schicht auf weicher zäher Unterlage bildete, wobei es hauptsächlich darauf ankommt, beide Schichten ohne merkbare Grenze in einander überzuführen, indem sonst die Festigkeit des Materials überhaupt nicht zur Ausnutzung kommen könnte, da die Grenzfläche nach den gewöhnlichen physikalischen Gesetzen zugleich bei starker Inanspruchnahme zur Bruchfläche werden würde. Hier ist es nun Gruson, welchem das Verdienst gebührt, das Problem durch richtige Wahl der Mischungsverhältnisse und Coquillenstärken zuerst allseitig in der vollkommensten Weise gelöst zu haben, wie es ihm ja auch zuerst gelang, seinem Hartguss, ausser für allgemein technische Zwecke auch mit grösstem Erfolge für Geschosse und Panzerungen Verwendung zu schaffen, in welchem letzteren Fabrikationszweige er bis jetzt als alleiniger Producent dasteht.

Die Bruchfläche eines in Coquille gegossenen Hartgussstückes bringt übrigens auch dem Laien die Eigenschaften desselben sofort zur Anschauung und gewährt sogar dem mit der Fabrikation Vertrauten einen ziemlich sicheren Rückschluss auf die gewählten Grundstoffe.

Die harte, aus weissem Eisen bestehende Schicht zeigt ein regulär krystallinisches Gefüge seiner Fasern, welche strahlenartig von der Oberfläche ausgehen und in einer Schicht halbirten Eisens allmälig verlaufen. Abermals in unmerklicher Weise geht alsdann die letztere in das feinkörnige Gefüge der grauen Eisenschicht über.

Endigt dagegen die Faserschicht in einer sichtbaren Grenzlinie, wie das bei vielen schlechten Hartgussfabrikaten der Fall ist, so kann mit vollkommener



Sicherheit daraus geschlossen werden, dass der Guss misslungen ist, und dass das betreffende Stück keine der gewünschten Eigenschaften besitzt.

Die verschiedenen Schichten selbst können nun dem Zwecke des Gussstückes entsprechend genau in ihrer Stärke regulirt werden und zwar abermals zunächst durch Wahl in den Procentsätzen der Grundstoffe, sodann aber vor Allem durch die gehörigen Dimensionen und die richtige Vorwärmung der Coquille. Beides ist von besonderem Belang für den Härtegrad, da zu grosse Härte infolge zu niedriger Temperatur der Coquille oder zu hoher Temperatur der Gussmasse in Sprödigkeit übergeht und alle Vorzüge einbüsst.

Uebrigens sind des Interesses halber auch mannigfache Versuche hinsichtlich des Verhaltens von gewöhnlichem Gusseisen bei Anwendung der Coquille gemacht worden, und zwar speciell mit dem gewöhnlichen schottischen Cokseisen. Auch bei diesem macht sich der Einfluss der Coquille auf das chemische Binden des Kohlenstoffs bemerkbar und zwar in einer dünnen harten Schicht, während das übrige Eisen ein sehr feines Korn und eine erhöhte Festigkeit zeigt.

Bezüglich der Fabrikation des Hartgusseisens muss endlich noch erwähnt werden, dass von jedem Gusse Abstichproben genommen und in entsprechende Coquillen gegossen werden, um nachher zu Festigkeitsversuchen zu dienen; und es ist bekannt, dass in den bedeutenderen Etablissements die Praxis herrscht, äusserlich ganz vollkommene Gussstücke nichts desto weniger rücksichtslos zu zerschlagen, wenn die Probestücke irgend welche Fehler im Gefüge oder in ihren Leistungen zeigen.

Die Bearbeitung der auf Coquille gegossenen Flächen bietet naturgemäss grosse Schwierigkeiten, und man lässt daher die Coquille sich nur auf diejenigen Theile des Gussstückes erstrecken, welche eine harte Oberfläche erfordern. Erst nach langen Bemühungen ist es gelungen, mit Anwendung von besonders construirten und gehärteten Schleifsteinen und Schmirgelscheiben eine praktisch brauchbare Bearbeitungsmethode für die harten Flächen zu finden.

Fabricirt wird unter Anwendung der Coquille das Hartgusseisen in der Gruson'schen Fabrik besonders

in fünf Qualitäten, welche sich, ihrem Zwecke entsprechend, durch ihre Härtegrade unterscheiden: Herzstück-, Räder-, Geschoss-, Walzen- und Panzereisen, und zwar ist die erste Sorte die weichste, die letztere dagegen die härteste.

Diese Rubricirung hat jedoch nur den Zweck, den Consumenten die Bestellung hinsichtlich des nöthigen Härtegrades zu erleichtern, da selbstverständlich einer grossen Anzahl von Fabrikaten Härtegrade gegeben werden, welche mit keiner der obengenannten fünf Qualitäten genau übereinstimmen, sondern Mittelclassen zwischen ihnen bilden.

c) Hartguss ohne Anwendung der Coquille.

Kaum geringere Bedeutung wie die in Coquille gegossenen haben für den Maschinenbau die ohne Anwendung derselben erzeugten Hartgussfabrikate.

Es ist schon erwähnt, dass die geringe absolute Festigkeit des gewöhnlichen Gusseisens seiner ausgedehnten Anwendung für den Maschinenbau hindernd in den Weg tritt und namentlich verhältnissmässig schwere Constructionen erfordert, die besonders bei schwingenden Theilen von beträchtlichem Einfluss auf den leichten Gang der Maschine sind. Da nun für derartige Maschinentheile die äussere Härte ohne Werth ist, und nur die Bearbeitung erschwert, so strebte man in zweiter Linie danach, das Metall in der Weise zu modificiren, dass es ohne zu grosse äussere Härte dieselbe Widerstandsfähigkeit gegen Stösse und Durchbiegungen behielte. Man abstrahirte daher von der Anwendung der Coquille und beschränkte sich lediglich auf sorgfältige Auswahl und Mischung der Grundstoffe, welche letztere im Wesentlichen, höchstens unter etwas veränderten Procentsätzen, dieselben sind wie die des Coquillengusses. Je nach ihrer Bestimmung werden solche Stücke in nassem Sande oder in getrockneten Masse- bezw. Lehmformen gegossen, und ergicht naturgemäss das erstere Verfahren ein härteres, das letztere ein weicheres Material.

Der Bruch beider Arten von Gussstücken zeigt ein sehr feinkörniges Gefüge, während die Farbe bei dem härteren in einem helleren, bei dem weicheren in dunklerem Grau besteht.

Die mit Stäben aus diesem Material angestellten zahlreichen Festigkeitsproben ergaben bei entsprechend normaler Inanspruchnahme im Vergleich mit anderen die Durchschnittsresultate, welche in nachstehender Tabelle zusammengestellt sind. Die Proben hatten $26^{mm},15$ im Quadrat Querschnitt und waren in 942^{mm} Entfernung unterstützt.

Material	Trag Belastung k	Beanspruchung pro Quadratmillimeter
Bestes schottisches Roheisen . . .	300 bis 375	23,7 bis 29,6
Bestes graues Holzkohleneisen . .	400 bis 450	31,6 bis 35,5
Hartguss	550 bis 600	43,4 bis 47,4

Hierbei zeigte sich bei den Hartgussstäben eine Durchbiegung von 16 bis 25^{mm}, welche nach Wegnahme der Belastung fast ganz wieder verschwand und die grosse Elasticität des Materials bezeugte.

Um auch genaue Auskunft über den Bruchmodul des Materials zu erhalten, wurden mit Hilfe eines hydraulischen Druckapparates zahlreiche Bruchversuche mit Hartgussstäben angestellt, deren Durchschnittsresultate für Stäbe von 50^{mm} im Quadrat bei 1000^{mm} Stützweite die folgenden sind:

Material	Bruch unter einer Durchbiegung mm	Beanspruchung pro Quadratmillimeter k
Gutes Cokseisen	9	23,5
Herzstückeisen	13	31,6
Rädereisen	12	36,6
Panzereisen	10	38,5
Geschosseisen	11	39,0

Der scheinbare Widerspruch beider Tabellen hinsichtlich der Beanspruchung pro Querschnittseinheit erklärt sich daraus, dass ohne Anwendung der Coquille Gussstücke von grösserem Querschnitt stets ein weniger feinköruiges Gefüge erhalten als solche von geringerem Querschnitt und daher in Bezug auf absolute Festigkeit niedrigere Resultate geben als letztere.

Aber auch abgesehen von der ersten Tabelle sprechen die Resultate der zweiten an und für sich besser als alle Worte für die Verwendbarkeit des Hartgusses im Maschinenbau, und in der That hat die Erfahrung bereits gelehrt, dass zahlreiche Maschinentheile, welche man früher mit grossen Kosten aus Schmiedeeisen herstellte, ohne irgend welche Gefahr und Nachtheile aus Hartguss angefertigt werden können, dessen Bearbeitung ausserdem keinerlei Schwierigkeiten bietet.

Wie wir im folgenden Abschnitt sehen werden, ist seine Bedeutung für die Eisenindustrie trotz der Kürze der Zeit bereits allgemein anerkannt, und auch heute schon würde die Fabrikation desselben weit mehr verbreitet sein, wenn sie nicht mit grossen Schwierigkeiten verknüpft wäre, die in der That einen interessanten Rückschluss auf die bedeutenden Opfer gestatten, welche die ersten Forscher auf diesem Gebiete aufwenden mussten, um zum Ziele zu gelangen. Und auch heute noch, wo der Gegenstand bereits anfängt bekannter zu werden, wird wol jeder Anfänger in dieser Fabrikation sich auf eine verhältnissmässig grosse Anzahl von Misserfolgen gefasst machen müssen, da bis jetzt eben jede Literatur über den Gegenstand fehlt und jeder Einzelne darauf angewiesen ist, die lange Bahn mühseligen Experimentirens, welche die ersten Forscher zum Ziele führte, von Neuem zu betreten; denn so leicht es ist, mittelmässige Hartgussfabrikate zu erzeugen, so schwierig ist es, sie mit Sicherheit in solcher Güte herzustellen, wie sie jetzt von den mit langjähriger Erfahrung ausgerüsteten Giessereien geliefert werden.

II. Zunehmende Bedeutung des Hartgusses für die gesammte Eisenindustrie.

Um den einheitlichen Gang der Entwickelung nicht zu stören, haben wir es in den vorigen Abschnitten unterlassen, auf die verschiedenen Arten der Verwendung, welche der Hartguss gefunden, näher einzugehen und es vorgezogen, dieselben in einem besonderen Abschnitte möglichst in derselben chronologischen Reihenfolge zu behandeln, in welcher sie in der Industrie Eingang fanden, und zwar führt uns dieselbe in erster Linie auf das Gebiet der Eisenbahnen.

a) Verwendung des Hartgusses im Eisenbahnbetrieb.

Schon in der Einleitung haben wir darauf hingewiesen, dass Jahre hindurch die Hartgussindustrie in Deutschland sich auf die vereinzelte Herstellung von Walzen beschränkte, während auffallender Weise in derselben Zeit die Amerikaner bedeutende Erfolge darin erzielten. Es erklärt sich diese Erscheinung dadurch, dass in Amerika eine grosse Zahl von Eisensorten so, wie sie aus den Erzen gewonnen werden, zu einem vorzüglichen Hartgussmaterial verwandt werden können, während die in Deutschland erblasenen erst nach sorgfältiger Auswahl und Mischung hierzu geeignet sind.

Die Schwierigkeit des Verfahrens und der ausserordentlich zweifelhafte Erfolg hatten daher naturgemäss eine grosse Zahl von Forschern auf diesem Gebiete von weiteren Versuchen zurückgeschreckt, so dass der Gegenstand bereits mehr und mehr in den Hintergrund trat, als plötzlich ein unerwarteter Fortschritt aufs Neue die allgemeine Aufmerksamkeit auf ihn richtete, die Fabrikation der Hartguss-Herzstücke, welche Ende der funfziger Jahre zuerst von Gruson angefertigt wurden und sich schnell durch ihr vorzügliches Verhalten sofort die Gunst der Eisenbahningenieure erwarben.

Die damals üblichsten und auch heute noch vielfach angewendeten Herzstücke sind aus Stuhl- oder Fussschienen zusammengesetzt, welche im Winkel gegen einander stossend die Spitze bilden, wobei die seitliche Führung der Räder ebenfalls durch zwei gebogene Schienenstücke bewirkt wird. Das ganze System ist auf eine starke Blechplatte geschraubt bezw. genietet oder es ruht, wenn Stuhlschienen verwandt sind, in langen Stühlen, welche letztere direct auf die Schwellen geschraubt werden. Dieses System trägt jedoch verschiedene empfindliche Mängel. Zunächst setzte die grosse Zahl einzelner, durch Niete oder Schrauben mit einander verbundener Theile den gewaltigen Stössen der über die geschwächte Stelle forteilenden Massen zu wenig Widerstand entgegen, so dass infolge der ungleichen Belastung entweder die Spitze oder die Zwangsschienen sich lockerten und schliesslich lostrennten, obgleich man die später angewandte verbindende Unterplatte von Jahr zu Jahr verstärkte. Andererseits aber lag ein grosser Fehler in dem ausserordentlichen Verschleiss, welchem die Spitze des Herzstückes ausgesetzt war, da man dieselbe weder durch allmäliges Verlaufen in die Unterlagsplatte noch durch Ueberhöhung der Zwangsschienen entlasten konnte. So entstanden ein Zerdrücken der Spitze und ein Abbrechen der Zwangsschienen, und selbst die Anwendung des besten Materials, des Stahles, und der schärfsten Beobachtung, konnten häufige Unglücksfälle, welche aus den Mängeln dieser Herzstücke entstanden, nicht verhüten.

Aus diesen Gründen wurden früher bei einzelnen Bahnen gusseiserne Herzstücke versucht, doch zeigten sich diese zu weich und bedurften zu häufiger betriebstörender Auswechselungen.

Allen diesen Uebelständen halfen die Herzstücke aus Hartguss in glücklichster Weise ab. Die zahlreichen Theile wurden zu einem Stücke verbunden; die Oberflächen, welche nach einander von dem darüber rollenden Rade berührt wurden, konnten der Conicität desselben entsprechend construirt werden, die Spitze wurde entlastet, so dass sie nur als Zwangsschiene diente; die Oberflächen der Schienen endlich wurden durch die Härte, welche der Coquillenguss erzeugt, gegen Abnutzung geschützt.

Selbstverständlich werden aber durch diese Construction nicht nur die Herzstücke selbst, sondern auch die Räder und Federn der Locomotiven und Wagen vor übergrossem Verschleiss bewahrt, da die Stösse zum grössten Theile wegfallen oder doch bedeutend abgeschwächt werden.

Endlich verdient hervorgehoben zu werden, dass diese Herzstücke das Anlegen jeder beliebigen Schiene gestatten, ohne dass letztere besonders bearbeitet zu werden braucht. Die Verbindungen geschehen auf die verschiedenste Weise, deren detaillirte Beschreibung zu weit führen würde; die gewöhnlichste wird mit Hilfe eines an Sohle und Hauptträger angegossenen Ansatzes, des sogenannten Kopfes bewirkt, an dessen beiden äusseren Flächen die inneren Schienenprofile sich genau anschliessen und vermittelst durchgehender Schraubenbolzen fest angepresst werden.

Natürlich wurden diese Vorzüge vom ersten Augenblick an in allen betheiligten Kreisen vollkommen erkannt und gewürdigt, und da die Hartguss-Herzstücke hinsichtlich ihrer Dauerhaftigkeit das in sie gesetzte Vertrauen vollständig rechtfertigten, indem sie über 10 Jahre den Betrieb aushielten, ohne einer Auswechselung zu bedürfen, so sehen wir sie heute in deutschen und ausserdeutschen Staaten ausserordentlich verbreitet.

Nicht minder günstige Aufnahme wie die Herzstücke fanden einige Zeit nachher auch Kreuzungsstücke und Zwangsschienen, sowie Schienen für Wegeübergänge, deren Anfertigung aus Hartguss man nach dem ersten Erfolge sofort in Angriff genommen hatte.

Zu erwähnen ist endlich noch, dass auch bei Gruben- und Pferdebahnen der Hartguss für Herzstücke und Kreuzungen, ebenso wie für Curvenschienen und Weichen sich im Laufe der Zeit mehr und mehr eingebürgert hat.

Dem Beispiele der Amerikaner folgend, versuchte

man nunmehr auch in Deutschland die Fabrikation der Hartgussräder für Eisenbahnen. Die Hauptschwierigkeit lag hier in der Vermeidung von Spannungen in den schwächeren Theilen, d. h. den Scheiben und Armen des Rades, welche stets Veranlassung zu Brüchen gaben. Indessen wurden diese Uebelstände in verhältnissmässig kurzer Zeit beseitigt, worauf angestellte officielle Versuche so günstige Resultate lieferten, dass die preussische Regierung keinen Anstand nahm, die Hartgussräder für sämmtliche Eisenbahnen zu concessioniren.

Obgleich nun in der Folge Parallelversuche, welche im Jahre 1864 die Niederschlesisch-Märkische Eisenbahn mit den Rädern verschiedener deutscher und ausserdeutscher Fabriken anstellte, entschieden zu Gunsten des deutschen Materials ausfielen, und ferner eine Versammlung von Eisenbahntechnikern in München im Jahre 1868 die Verwendung der Hartgussräder von erprobten Lieferanten unter Güterwagen ohne Bremse für statthaft erklärte, so sind sie doch seitdem in Deutschland aus dem Eisenbahnbetriebe durch Gussstahl wieder vollständig verdrängt, bezw. in ihrer Verwendung auf Drehscheiben, Schiebebühnen und Bahnmeisterwagen reducirt worden, während sie in Oesterreich und Amerika fast ausschliesslich verwandt werden. Bei Pferdebahnen dagegen, Strasseneisenbahnwaggons, sowie Transportwagen für Handbetrieb und Erz- und Kohlenwagen für Bergwerke haben sie sich mehr und mehr eingebürgert, um voraussichtlich nie verdrängt zu werden.

Uebrigens öffnet sich den Hartgussrädern auch im Eisenbahnbetriebe in jüngster Zeit wieder ein neuer Zweig der Verwendung und zwar durch den Bau von Secundärbahnen, bei denen es hauptsächlich darauf ankommt, ein billiges Betriebsmaterial zu beschaffen.

Naturgemäss ist man hierbei auf die Hartgussräder zurückgekommen und verwendet sie sogar für Locomotiven, ohne dass sich bis jetzt irgend welche Nachtheile daraus ergeben hätten.

Ziemlich allgemeine, wenngleich weniger ins Auge fallende Verwendung wie für Herzstücke und Räder hat der Hartguss (ohne Coquille) im Eisenbahnbau für Bremsklötze gefunden, welche infolge ihrer grossen Festigkeit kleine Dimensionen gestatten und sich weder selbst besonders abnutzen, noch auch die Bandagen der Räder übermässig angreifen.

Schliesslich ist noch eines eigenthümlichen Fabrikationszweiges zu gedenken, in welchem der Hartguss Verwendung gefunden hat, nämlich der Fabrikation von Signalglocken. Seine grosse Festigkeit und Härte lässt ihn den Stössen des Anschlaghammers mit Leichtigkeit widerstehen, während sein feines und festes Gefüge den Glocken einen reinen und hellen Klang verleiht.

b) Verwendung des Hartgusses in der Maschinenindustrie.

Schon im ersten Abschnitt haben wir erwähnt, dass die Hartgussmischungen ihren Bestimmungen nach verschiedenen Modificationen unterliegen; während nämlich im Eisenbahnbetriebe die beiden weichsten Sorten verwandt werden, erfordert die Maschinenindustrie wesentlich härtere.

Speciell Hauptbedingung ist eine möglichst grosse Härte der Oberfläche für denjenigen Theil der Maschinenindustrie, in welchem der Hartguss die verbreitetste Anwendung gefunden hat, für die Fabrikation der Walzen.

In der That erscheint der Coquillenguss mehr als irgend ein anderes Material geeignet für diesen Fabrikationszweig, da ohne besondere Härtung eine harte Oberfläche aus der Form hervorgeht, während der zähe Kern die Walze vor Brüchen bewahrt.

Natürlicherweise sind derartige Vorzüge in allen technischen Kreisen vom ersten Augenblick an, wo der Hartguss bekannt wurde, richtig gewürdigt worden, und wir sehen daher nicht nur in Amerika, wo man von vorn herein die Sache energischer angefasst hatte, sondern auch in England und Deutschland die Bestrebungen sich hauptsächlich auf diesen Fabrikationszweig concentriren.

Die Hauptschwierigkeit, welche früher die meisten deutschen Ingenieure abgeschreckt und bewogen hatte, die Sache wieder aufzugeben, das Auffinden einer richtigen Mischung, konnte allerdings als überwunden betrachtet werden, nachdem infolge der ausgedehnteren Hartgussproduction aus deutschen Roheisensorten hinreichende Erfahrungsregeln bekannter geworden waren, dagegen zeigte sich eine andere kaum geringere in der ausserordentlichen Härte des Materials, welche einer Bearbeitung mit gewöhnlichen Hilfsmitteln spottete.

Die Fabrikation beschränkte sich daher anfangs auf solche Walzen, welche keiner Bearbeitung bedurften, wie z. B. rohe Quetschwalzen, ferner glatte und geriffelte Walzen und Walzenringe für Erz-, Thon-, Quarz-, Schmirgel- und Schamottmühlen. Namentlich für geriffelte Walzen zeigte sich der Hartguss schon damals ausserordentlich geeignet, da die Riffeln vollkommen exact aus dem Gusse hervorgingen und keiner Bearbeitung bedurften.

Ferner können wir an dieser Stelle zugleich einiger anderer Artikel Erwähnung thun, welche ebenfalls schon in den ersten Jahren fabricirt wurden und gleich den Walzen die Bestimmung des Zerkleinerns haben, z. B. Läufersteine und Bahnen für Thon- und Schamottmühlen, sowie namentlich auch für Giessereizwecke, Brechbacken für Stein- und Erzbrecher, Brechschnecken für Cementmühlen, Mahlkränze für Salz- und Kohlenmühlen, geriffelte Conen für Haufbrecher, Stempel, Roste, Pochwerke, Hämmer zum Zerschlagen von Steinen, Erzen u. s. w., Rammbäre zum Zerkleinern von Gussstücken, Stopfhacken für die Schwellenlegung beim Eisenbahnbau, Bohr- und Treibfäustel für Bergwerke u. A. m.

Indessen liessen die erhöhten Anforderungen der Industrie die Nachfrage nach vollkommen bearbeiteten Walzen in den letzten 10 Jahren bedeutend steigen.

Namentlich die Papierfabrikation erheischt Walzen, deren Oberflächen nicht nur vollkommen cylindrisch, sondern auch so fein abgeschliffen sein müssen, dass sie fast hermetisch an einander schliessen und z. B. aufgegossenes Wasser nicht hindurch lassen, da die geringste Ungenauigkeit einen durch 4 oder 5 Paare sich hindurch windenden Papierstreifen unfehlbar zerreissen würde.

Für eine derartige Genauigkeit erwies sich selbst die Fertigkeit der geschicktesten Arbeiter als unzureichend, und man versuchte daher die Construction von Schleifbänken, welche selbstthätig eine mathematisch genaue cylindrische Oberfläche der Walzen herstellen, ein Problem, welches heute auch in Deutschland als vollkommen gelöst betrachtet werden darf.

Wenn wir bei Behandlung der geschliffenen und polirten Hartgusswalzen die zur Papierfabrikation dienenden besonders herausgriffen, so geschah dies weniger der allgemein verbreiteten Anwendung wegen, welche sie in diesem Zweige gefunden haben, sondern hauptsächlich aus dem Grunde, weil diese eine sorgfältigere Bearbeitung als alle anderen erfordern, denn auch für die Silberdraht-, Kupfer-, Messing-, Blech- und Gummiplatten-Fabrikation ist die Nachfrage nach vollständig bearbeiteten Hartgusswalzen in den letzten fünf Jahren ausserordentlich gestiegen, und in der Mehlfabrikation scheinen sie neuerdings die übrigen Systeme (Bisquitwalzen u. s. w.) zu verdrängen.

Auch für die Herstellung der Kaliberwalzen eignet sich das Hartgusseisen, indem sich nach den Urtheilen zahlreicher Walzwerksbesitzer ihre Härte vorzüglich bewährt.

Selbstverständlich hat der Hartguss in demselben Grade wie für die Walzenfabrikation auch für andere Werkzeugmaschinen Verwendung gefunden, für Ambose, Gesenke, Dampfhämmer-Einsätze, Matrizen und Patrizen für Schrauben und Mutternfabrikation, Lochplatten für Schmiedezwecke und Zieheisen für Röhren u. s. w.

Wurde in dieser Weise ursprünglich der Hartguss (Coquillen-Hartguss) für solche Maschinentheile verwendet, deren Bedingung es ist, Eisen oder sonstige harte Materialien umzuformen oder zu zerstückeln, so führte die grosse Festigkeit von Hartgussbarren, welche die Versuche ergaben, sehr bald zu seiner weiteren Verwendung für den Maschinenbau.

Mit einer Leichtigkeit, wie bei keinem anderen Metall, lässt sich auf Hartgussstücken eine partielle Härtung der Oberfläche herstellen, wie sie manche Maschinentheile erfordern, während man im Uebrigen dieselben weich giesst, so dass sie der Bearbeitung keinerlei Hindernisse bieten.

Es bedarf wol kaum des Hinweises darauf, welche Erleichterung diese Eigenschaften des Hartgusses in Verbindung mit einer Festigkeit, welche beinahe derjenigen des Schmiedeeisens gleichkommt, für die Construction vieler Maschinentheile bietet, die früher mit grossen Kosten aus Stahl angefertigt oder mit demselben ausgelegt werden mussten. Insbesondere sind alle diejenigen Maschinentheile, welche bei ihrer Kraftübertragung eine gleitende Bewegung annehmen müssen, in diese Kategorie zu zählen, wie z. B. Geradführungen, Kreuzkopfschuhe für Locomotiven, Hebedaumen, Excentriks, Führungsrollen für Seile und Ketten, Kettentrommeln für Schleppschiffe.

Nicht weniger wichtig sind die Anwendungen, welche der Hartguss im Bau der landwirthschaftlichen Maschinen gefunden hat, wo er meistens zu solchen Theilen verwandt wird, welche früher aus Stahl verfertigt wurden, wie z. B. die Pflugschare an Säemaschinen, die Finger an Mähemaschinen, die Schrammschuhe an Strassenreinigungsmaschinen, oder auch die Steinsetzrammen zum Einrammen von Pflastersteinen, die Mäntel für Chausseewalzen.

Der Uebersicht wegen haben wir uns bis hierher nur mit der Verwendung des Coquillen-Hartgusses beschäftigt und wollen nunmehr zu der anderen für den Maschinenbau nicht weniger wichtigen Gattung übergehen.

Anwendung des ohne Coquille erzeugten Hartgusses im Maschinenbau.

Ein Blick auf die im ersten Abschnitt aufgestellten Tabellen genügt, um uns die Gewissheit zu geben, dass eine grosse Zahl von Maschinentheilen, welche man früher mit grossen Kosten aus Schmiedeeisen herstellte, nunmehr billiger aus Hartguss angefertigt werden können, dessen Festigkeit der des Schmiedeeisens ja nur wenig nachgiebt. Hierher gehören insbesondere alle diejenigen Maschinentheile, deren complicirte Form oder grosse Dimensionen das Schmieden erschweren, während das gewöhnliche Gusseisen schwere Constructionen erfordern würde, wie z. B. Balanciers, gekröpfte Wellen, Traversen, Kurbeln, Pleuelstangen, Dampfkolben und Kolbenringe, ferner alle Arten von Trägern und Säulen.

Für die Construction der Dampfkolben ist die Festigkeit des Hartgusses, welche die Wahl leichterer Dimensionsverhältnisse gestattet, von ganz besonderer Wichtigkeit, da bei grossen Umdrehungszahlen ein schwerer Kolben vom störendsten Einfluss auf den Nutzeffect einer Maschine ist. Die ausgedehnteste Anwendung haben die Hartgusskolben im Locomotivbau gefunden, wo es ganz besonders auf den leichten Gang der schwingenden Theile ankommt; indessen können diese Vorzüge auch bei stabilen Maschinen unter Umständen von grosser Bedeutung sein.

In welch überraschender Weise übrigens häufig der Hartguss schwierige Probleme einer Construction zu lösen und kostspielige Anlagen zu reduciren im Stande ist, lehrt der folgende Fall.

Eine grosse Wasserhaltungsmaschine von 1046^{mm} Kolbendurchmesser mit gusseisernem Kolben war mit Glockenventilen construirt, doch traten infolge zu kleiner Durchlassöffnungen in dem Kolben unleidliche Stösse ein, welche das ganze Gebäude erschütterten und nicht nur den Gang der Maschine störten, sondern auch den Kolben der Gefahr des Zerbrechens aussetzten.

Behufs Erweiterung der Durchlassöffnungen aber musste man aus räumlichen Rücksichten überhaupt von dem Glockensystem absehen und entschloss sich zur Anlage eines Ringventils mit vier concentrischen Durchlässen nach englischem Modell. Dieses ergab jedoch für den Kolben so dünne Wandstärken, dass an eine Herstellung aus gewöhnlichem Gusseisen nicht zu denken war und man sich wohl oder übel zu dem theuersten Material, dem Rothguss, entschloss, was bei den bedeutenden Dimensionen des Kolbens 1046 mm Durchmesser und 315 mm Höhe bezüglich der Kosten empfindlich ins Gewicht fiel. Da erbot sich Gruson nach derselben Zeichnung einen Kolben aus Hartguss zu giessen und für dessen Haltbarkeit zu garantiren. In der That erfüllt der letztere seine Functionen vollkommen und ist nicht nur heute nach mehreren Jahren, ohne die geringste Spur von Abnutzung noch im Betriebe, sondern wird auch nach dem Urtheile Sachverständiger vermuthlich ebenso lange seine Dienste verrichten wie die Maschine selbst. Der Kolben selbst würde aus Rothguss 15½ Ctr. gewogen haben, aus Hartguss 13 Ctr., woraus sich ein Preisverhältniss von 2080 : 200 ℳ bezw. von 8320 : 800 ℳ ergiebt, da es sich um vier Kolben von gleichem Durchmesser handelte. (Es kostet der Centner Rothguss 135 ℳ, der Centner Hartguss 15 ℳ).

Hauptsächlich in Bergwerken empfiehlt es sich, die Pumpenkolben aus Hartguss herzustellen, da derselbe dem zersetzenden Einfluss der unterirdischen Gase weit besser widersteht als das gewöhnliche Gusseisen, Thatsachen, die auch seine Verwendung zu Pumpencylindern und ganzen Drucksätzen herbeiführten.

Die grösste Bedeutung aber hat der Hartguss für die Construction solcher Maschinentheile gewonnen, welche einem bedeutenden Druck ausgesetzt sind, da es für diese in ganz besonderem Masse auf ein dichtes Gefüge und grosse Festigkeit ankommt. Hierzu gehören in erster Linie die hydraulischen Cylinder.

Der Natur der Sache gemäss war man bei der Fabrikation der hydraulischen Cylinder nur auf Gusseisen angewiesen, dessen lockeres Gefüge aber nicht nur zu häufigen Brüchen führte, sondern auch von vornherein dem Constructeur unleidliche Rücksichten auferlegte. Wollte man bei hohen Drucken einigermassen sicher construiren, so musste man sich zur Wahl von bedeutenden Dimensionen entschliessen, die ausserdem häufig durch locale Verhältnisse verboten waren und bei der Natur des gewöhnlichen Gusseisens schliesslich doch keine absolute Sicherheit boten. Die natürliche Folge dieser Uebelstände war, dass man von höheren Drucken Abstand nahm oder sie durch Combination mehrerer Kolben zu erreichen suchte, wodurch wiederum die betreffenden Anlagen bedeutend vertheuert wurden.

Ganz besonders auf diesem Gebiete ist der Hartguss dem Constructeur in glücklichster Weise zur Hilfe gekommen, indem er die Druckgrössen, welche man in Rechnung ziehen darf, bedeutend erhöht hat, so dass sich z. B. Cylinder von 40 bis 50 cm Durchm. und 150 cm Länge bei 18 cm Wandstärke einem Drucke von 500 Atm. vollkommen gewachsen zeigten.

Es bedarf wol nicht erst einer Auseinandersetzung, welche Vortheile solche Spielräume bei der Construction von hydraulischen Hebezeugen bieten, da die Festigkeit des Materials dem Constructeur gestattet, vorzüglich die localen Verhältnisse und den Zweck, welchem die Maschine dienen soll, sowie unter Umständen auch die architektonische Schönheit derselben im Auge zu behalten.

Zum Schlusse müssen wir noch einer eigenthümlichen Verwendung des Hartgusses Erwähnung thun, welche weniger auf seiner Festigkeit, als vielmehr auf der Dichtigkeit seines Gefüges beruht.

Die letztere Eigenschaft befähigt nämlich den Hartguss in einem höheren Grade als anderes Gusseisen den zerstörenden Wirkungen des Feuers, der Salze und Säuren zu widerstehen, weshalb er besonders in chemischen Fabriken, für alle Arten von Gefässen und Retorten verwandt wird. Hierher gehören unter anderen die Schmelzgefässe für Blei, Zink und andere Metalle, ferner die Kessel zum Kochen von Salzlösungen und Säuren, Härtetöpfe in Feilenfabriken, Schlackensteinformen u. s. w.

Wie aus dem Gesagten erhellt, hat der Hartguss trotz der verhältnissmässig kurzen Dauer seines Bekanntseins in Deutschland bereits ein reiches Feld der Verwendung in allen Industriezweigen gefunden.

Selbstverständlich war es unmöglich in den Spalten eines kurzen Aufsatzes alle die Maschinentheile zu behandeln, zu welchen er bereits verwendet worden ist, und aus denselben Gründen haben wir uns aller Vermuthungen über anderweitige, noch mögliche Verwendungsarten enthalten müssen, da wir Vermuthungen und Behauptungen durch Gründe weitläufig hätten belegen müssen, während Thatsachen ohne Motivirung selbst für sich sprechen.

Ist es uns aber gelungen, auch solchen Ingenieuren, welche bisher der Sache ferner standen, die grosse Bedeutung, welche dieses Metall in Zukunft noch gewinnen wird, zur Anschauung zu bringen, so wird sicherlich die Behauptung nicht ungerechtfertigt erscheinen, dass die Verbreitung desselben mindestens ebenso sehr im Interesse der Consumenten, als in demjenigen der Fabrikanten liegt. Wenngleich nun letztere seit mehr als einem Decennium unausgesetzt bemüht waren, dem Hartguss durch Versuche auch in der Privatindustrie neue Bahnen zu eröffnen, so liegt es doch auf der Hand, dass bei einem so umfangreichen Gebiete die Kräfte Einzelner nicht ausreichen, und deshalb sollte das eigene Interesse Maschinenfabrikanten darauf hinweisen, auch ihrerseits Versuche anzustellen, da die Reihe derjenigen Maschinentheile, in welchen der Hartguss das Schmiedeeisen, den Stahl oder den Rothguss ersetzen kann, sicherlich noch lange nicht als geschlossen zu betrachten ist.

Combinirter Warmwasser-, Heiz- und Kochapparat mit Contactfeuerung.

Von **Hermann Liebau.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Magdeburger Bezirksvereines vom 21. März 1878.)

(Hierzu Tafel XV.)

Neuere und eingehende Beobachtungen haben zu der Erkenntniss geführt, dass der Ozongehalt der in einem Raume abgeschlossenen Luft sich um so länger erhält, je weniger hoch diese Luft künstlich erwärmt wird. Es macht sich auch unter diesen Umständen ein grösserer Gehalt an Kohlensäure weit weniger fühlbar und äussert sich weniger nachtheilig, als wenn der Luft eine höhere Temperatur gegeben, als wenn diese namentlich mit hoch erhitzten Körpern in Berührung gekommen ist. Ein Beweis hierfür ist schon der Umstand, dass der Aufenthalt in einem Maischraume, dessen Luft in den meisten Fällen bis zu 2 pCt. Kohlensäure enthält, sehr wohl zu ertragen ist, während der Aufenthalt in einer mit Dampfheizung versehenen Trockenstube, die nur den normalen Kohlensäuregehalt der Luft von 2 pM. aufweist, in kurzer Zeit die grössten Beschwerden verursacht.

Ein weiterer Vortheil der nur wenig erhitzten Wärmequelle liegt ausserdem noch darin, dass die in der Luft schwebenden mikroskopischen Staubtheilchen keine Zersetzung oder Verkohlung erleiden können.

Für eine centrale Zimmerheizung wird demnach der beste Wärmeerzeuger derjenige sein, welcher bei möglichst niedriger eigener Temperatur, natürlich durch grosse Ausstrahlungsflächen eine gleichmässige Wärme abgiebt. Einen solchen erhält man aber durch die Warmwasserheizung; nur in Ausnahmefällen, wo locale Verhältnisse jene Art der Heizung nicht gestatten, sollte man die Heisswasserheizung anwenden.

Bei meinen Absichten, die Erwärmung der ganzen Wohnung mit dem Kochherd in Verbindung zu bringen, mussten demnach die oben angeführten Gesichtspunkte massgebend sein.

Dass ferner aus der Verbindung des Kochherdes mit der Zimmerheizung nicht unbeträchtliche Vortheile und Ersparnisse erzielt werden können, wird Jedem einleuchten, der sich von der äusserst mangelhaften Ausnutzung des Brennmaterials in unseren Küchenfeuerungen Rechenschaft gegeben hat.

Der praktischen Ausführung einer solchen Combination stellten sich aber mannigfache Hindernisse entgegen. Die Heizung einer aus zehn grösseren und kleineren Zimmern mit etwa 300^{qm} Grundfläche bestehenden Wohnung beansprucht bei der üblichen Anordnung der Warmwasserheizung eine feuerberührte Fläche des Wasserkessels von 6^{qm}, welche in dem Raume eines gewöhnlichen Kochherdes, dessen räumlicher Inhalt von etwa $1\frac{1}{3}^{cbm}$ noch durch den unvermeidlichen Bratofen wesentlich beeinträchtigt wird, unmöglich unterzubringen waren, selbst als ich eine kupferne Schlange als Heizapparat anwendete. Dazu kam noch, dass während der Benutzung des Kochherdes die Erwärmung des geringen Wasserquantums in der Schlange eine sehr bedeutende war, dagegen, wenn nicht gekocht wurde, so bedeutend nachliess, dass die Heizung der Zimmer dadurch illusorisch wurde. Es fehlte eben das Wasserreservoir, welches bei der Wasserheizung sonst der Heizkessel mit seinem verhältnissmässig grossen Inhalte bildet.

Alle diese Uebelstände konnten erst vermieden werden, als ich von der gewöhnlichen Art der Feuerung abging, und diese so construirte, dass der Heizkessel, mochte er nun aus einem Schlangenrohr, einer Reihe verticaler Röhren oder einem Doppelcylinder bestehen, als die Wandung eines Heizschachtes mit hoher Brennstoffschicht auftrat. Durch diese „Contactfeuerung“ erreichte ich, dass ich mit $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ der sonst nöthigen Heizfläche auskommen konnte; ich war sofort im Stande, mich mit dem gegebenen kleinen Raume zu begnügen, hatte Platz für den Bratofen und in der nun geschaffenen Schachtfeuerung ein Wärmereservoir, welches den grossen Wasserkessel ersetzte, und die Oefen in den Zimmern thatsächlich andauernd und gleichmässig warm erhielt.

Was die Ausnutzung des Feuerungsmaterials anlangt, so ist diese als eine sehr günstige zu bezeichnen, da der Apparat, welcher im Winter zehn Zimmer geheizt hat, während darauf alle Kocherei nebenher geschehen ist, nicht mehr als 60^k Gascoks in 24 Stunden verbrauchte.

Während bei der gewöhnlichen Feuerung die angewandten Coks in voller Weissglühhitze ihre ganze Kraft entwickelten, findet bei meiner Schachtfeuerung infolge der starken Seitenabkühlung und der $0^m,5$ hohen Cokschicht eine beinahe unvollkommen zu nennende Verbrennung statt. Es entströmt dem Schachte jetzt eine sehr kleine blaue Kohlenoxydgasflamme, und die Coks selbst sind kaum hellroth glühend.

Um endlich die Verwendung des Apparates in jeder guten Haushaltung ausführbar zu machen, musste zunächst die Wartung des Feuers für das Dienstpersonal so bequem gemacht werden, dass es in keiner Weise seinen früheren gewohnt gewordenen Kochherd vermisste. Dazu ist erforderlich:

1) Das Reinigen des Rostes von Schlacke und Asche musste leicht erreichbar sein; das Anmachen des Feuers, und besonders die Unterhaltung desselben durfte keinerlei Mühe verursachen. Zu diesem Zwecke ist der Rost um seine Axe von aussen her drehbar gemacht und ausserdem zum Kippen eingerichtet.

2) Die Köchin muss auf offenen Kochlöchern, welche beliebig mit Ringen grösser oder kleiner zu machen sind, stärkere oder schwächere Hitze zur Anwendung bringen können, sie muss ferner Gelegenheit

haben, fertige Speisen warm stellen zu können, und endlich muss sie ganz nach Belieben einen guten Bratofen stark und weniger stark feuern können, so dass sie jeden Braten und jedes Backwerk unabhängig von der Heizung der Zimmer zubereiten kann. Ein Spülwassergefäss musste ebenfalls vorhanden sein.

3) Muss die Einrichtung so getroffen sein, dass dieser Kochherd auch bei wärmerer Jahreszeit, wo gar nicht geheizt wird, ohne Umstände fortbenutzt werden kann. Dies ist erreicht durch Einlegen eines Sommerrostes, der in einer halben Minute eingelegt und auch beseitigt sein kann.

4) Muss der Herd vollständig gefahrlos sein und keine Beaufsichtigung beanspruchen. Wie erwähnt, ist die Bildung von gespannten Wasserdämpfen unmöglich, weil das ganze System ein offenes ist. —

Die Zeichnungen auf Taf. XV stellen den Apparat im Grundriss und drei verschiedenen Verticalschnitten dar. Danach hat derselbe folgende Einrichtung:

Durch die Rohre *a*, *a* oder auch durch ein gewundenes Schlangenrohr oder einen Doppelcylinder wird ein Schacht gebildet, welcher das Feuerungsmaterial, Coks oder ähnliche, luftdurchlässige Brennstoffe in möglichst nicht unter $0^m,5$ hoher Brennschicht aufnimmt. In diesen Rohren befindet sich das zu erwärmende Wasser; ebenso ist Wasser in dem, über den Rohren befindlichen, ringförmigen Gussstück *b* und in den beiden Rohrstutzen c^1, c^2, von welchen c^1 den unteren Wasserzufluss, also den Rücklauf aus den einzelnen Zimmeröfen und c^2 den Wasserabgang, also den Wasserzufluss nach den Oefen hin darstellt.

In dem ringförmigen Gussstück *b* ist ein conisches Blechstück *d* dergestalt eingelegt, dass jedes der stehenden Heizrohre an seiner Mündung in zwei Hälften getheilt ist; diese Theilung in zwei Hälften ist im Rohre selbst durch einen Blechstreifen, der ziemlich bis auf den Grund reicht, fortgesetzt. Auf diese Weise ist hier, ähnlich wie in den Field'schen Röhren, die energische Wassercirculation hervorgerufen.

Der erwähnte Schacht befindet sich voll hellroth glühender Coks, welche ihren Luftzufluss durch eine sehr genaue Regulirvorrichtung, durch den Drehrost *p* erhalten. Das glühende Brennmaterial liegt direct an der Innenseite der Wassercylinder *a*, heizt dadurch ausserordentlich energisch und bringt dem entsprechend die aufsteigende Bewegung des Wassers hervor und zwar in derjenigen Hälfte jedes Rohres *a*, welche zwischen dem Blechstreifen und den glühenden Coks sich befindet. Die andere Hälfte jedes Cylinders dient als Vorwärmer. Hinter den Rohren befindet sich eine Wand von Schamottsteinen, welche in Verbindung mit einem Blechcylinder β den ganzen Schacht luftdicht abschliesst und möglichst die Wärmeausstrahlung verhindert.

Auf diese Weise ist also eine Wasserströmung der energischsten Art hervorgerufen; die innere Hälfte der sämmtlichen Cylinder treibt das aufsteigende, stark erwärmte Wasser nach oben in den Stutzen c^2 nach den einzelnen Zimmeröfen hin, während die äussere Hälfte derselben das durch den Stutzen c^1 zurückkommende Wasser vorgewärmt, nachfolgen lässt.

Das Charakteristische und der Vorzug dieses Apparates, gegenüber allen ähnlichen Heizeinrichtungen, besteht darin:

1) Dass mittelst dieser sehr kleinen Heizfläche durch Contact ein bisher hierbei noch nicht erreichter Heizeffect erzielt ist. Ein solcher Apparat genügt, 8 bis 10 Zimmer, deren jedes 25^{qm} Grundfläche und etwa $3^m,5$ Höhe hat, auf eine Temperatur von 18° R. bei — 5° Aussentemperatur zu bringen.

2) Dass das Wärmereservoir nicht mehr durch ein grosses Wasservolumen, sondern durch eine gleichmässige, bequeme Feuerungsmethode erreicht wird. Eine Füllung Coks brennt 5 bis 6 Stunden lang, und es ist nur nöthig, alle Stunden mit dem Fusse den Hebel δ^1 einmal hin und her zu bewegen, damit die Asche durchfällt und den Rost frei macht. Schlackenbildung ist vollständig ausgeschlossen, weil die Coks u. s. w. nirgend zur Weissglühhitze gebracht werden.

Die Benutzung des Apparates als Kochherd ist genau dieselbe wie die der sogenannten rheinischen Kochherde, bei denen auf Kochlöchern, welche mit Einsatzringen geschlossen oder beliebig weit geöffnet werden können, gekocht wird.

Zur Vervollständigung ist noch ein gewöhnlicher Bratofen *w* mit einer besonderen kleinen Feuerung *r*, unabhängig von der sonstigen Einrichtung, eingeschaltet worden. Ausserdem ist auf dem Abgangszuge ein Warmwasserbecken *f* aufgesetzt.

Der Luftzug des Apparates wird durch ein gewöhnliches russisches Rohr bewirkt.

Die in der hohen Verbrennungsschicht in den Heizcylindern gebildeten Kohlenoxydgase streichen in eisernen Zugführungen unter den Kochringen entlang, werden bei dem Kochen der Speisen vollständig ausgenutzt und ziehen in das russische Rohr ab.

Die Füllung der Heizcylinder geschieht durch einen praktisch construirten Fülleimer *x* (Fig. 5) und ist in einer Minute Zeitdauer vollständig erfolgt. Zur Heizung sind bei strenger Winterzeit 75 bis 100^k Gascoks in 24 Stunden erforderlich. —

Die praktischen Vortheile der vorstehend beschriebenen Heizung sind folgende:

1) Grössere Wohnungen können etagenweise Centralheizungen bekommen, ohne weder die unteren, noch die darüber liegenden Stockwerke zu berühren.

2) Die Feuerung des Apparates in der Küche belästigt nicht im Geringsten, im Gegentheil bietet die Füllfeuerung gegenüber der gewöhnlichen Herdfeuerung die grosse Bequemlichkeit, dass man eine gleichmässige Temperatur behält.

3) Auf dem Kochherde kann jedes beliebige Kochgefäss benutzt werden, und findet man durch Benutzung der verschieden gelegenen Kochstellen Gelegenheit, stark oder gelinde kochen zu lassen.

4) Dadurch, dass nur die strahlende Wärme oder die schwache Kohlenoxydgasflamme zur Heizung gelangen, werden die Kochgefässe nicht mit Russ überzogen; ebenso wenig werden die Züge des Apparates verstopft.

5) Durch die sehr bequeme Fülleinrichtung ist die Bildung von Rauch und Staub vermieden. Sobald das Brennmaterial eingeschüttet ist, schliesst sofort ein Deckel den Schacht.

6) Will man bei strenger Kälte die Nacht hindurch heizen, so füllt man Abends noch einen Heizcylinder, giebt halben Luftzufluss und findet Morgens 6 Uhr noch vollständig warme Oefen und Zimmer vor. Hierdurch ist die Aufgabe gelöst, anstatt eines Wärmereservoirs durch Wasser, wie bei allen anderen Warmwasserheizungen durch einen grösseren Kessel im Keller und grosse Wassermassen in den Oefen selbst, hier ein Wärmereservoir durch die Schachtfeuerung zu haben. Es ist erreicht, mit einer äusserst geringen Menge von Wasser arbeiten zu können.

7) Ein Koch- und Heizapparat der gezeichneten Grösse genügt für die grössten Privatküchen, und kann man bequem für 30 Personen darauf ein Mahl zubereiten.

8) Die Ausnutzung des Brennmaterials ist eine sehr bedeutende, wie die oben mitgetheilten Zahlen ergeben.

Durch den beschriebenen Apparat wird es möglich sein, die Vortheile der Warmwasser-Heizung in das bürgerliche Leben einzuführen: sowol die Bequemlichkeit als auch die Sparsamkeit, welche man nur bei ganz grossen Centralheizungen erreichte, sind hierdurch auch für kleinere Verhältnisse zugänglich geworden. Durch die Anwendung der Contactfeuerung ist die sonst nöthige Heizfläche eines Wasserkessels auf $^1/_5$ reducirt, durch die nachhaltige gleichmässige Feuerung ist das Wärmereservoir, welches im Wasserkessel sonst vorhanden war, hier in die Schachtfeuerung verlegt.

Da nun dieser Central-Heizapparat in jeder Küche aufgestellt werden kann und Winter wie Sommer als ganz comfortabler Kochherd zu gebrauchen ist, ohne besonderen Raum zu erfordern, und da derselbe nicht die allergeringste Bedienung beansprucht, eignet sich dieser Central-Heiz- und Kochapparat für jede grössere Haushaltung.

Krahn der Gesellschaft J. & V. Florio & Co. in Palermo.

Von **W. Theis.**

(Hierzu Tafel XVI.)

Von dem auf Taf. XVI in $^1/_{60}$ der nat. Gr. dargestellten Krahn hat die Firma J. & V. Florio & Co. in Palermo auf der Ausstellung zu Paris ein Modell im Massstabe 1 : 10 ausgestellt. Das Original dieses Modells dient bei dem Bau des neuen grossen Theaters in der Hauptstadt Siciliens. Da bei der bedeutenden Ausdehnung dieses Bauwerkes ein vollständiges Gerüst, wenn es allen Anforderungen in Bezug auf Solidität und allgemeiner Verwendbarkeit hätte Genüge leisten sollen, allzu grosse Kosten würde verursacht haben, so erhielt der Verfasser den Auftrag, einen Krahn zu construiren, der naturgemäss die nachstehenden Bedingungen zu erfüllen hatte. Derselbe sollte auf Dampfbetrieb eingerichtet sein; mit verschiedener Geschwindigkeit, dem bis zu 8000^k steigenden Gewicht der zu hebenden Materialien entsprechend, dieselbe bis auf eine Höhe von 24^m über den Bauplatz fördern; eine vollständige Drehung seines Auslegers gestatten; ein derartiges Abbalanciren des letzteren und der daran hängenden Last gestatten, dass die Standfestigkeit des Krahnes bei jeder Neigung des Auslegers gesichert blieb; mit oder ohne Last um das ganze Bauwerk in Curven und sogar in Abzweigungen unter rechtem Winkel fahrbar sein; zur Bedienung nur 2 bis 4 Mann erfordern; endlich gestatten, die bereits vollständig bearbeiteten Werkstücke damit zu versetzen, ohne dass deren künstlerische Ausstattung dabei Schaden litte.

Die allgemeine Construction dürfte aus den Zeichnungen zur Genüge hervorgehen. Es möge noch erwähnt werden, dass zur Erreichung des letzterwähnten Zweckes an dem vorderen Ende der Kette ein nach Art der Katarakte wirkender Apparat angebracht ist. Derselbe besteht aus einem mit Wasser gefüllten Cylinder, in welchem ein Kolben sich bewegt. An letzterem hängt die Last und verdrängt durch ihr Gewicht das Wasser aus dem unteren Theile des Cylinders durch einen Seitencanal nach dem Raum oberhalb des Kolbens. Ein mittelst Handkurbel stellbarer Conus verschliesst die Oeffnung des Canals und gestattet dadurch, das gehobene Werkstück ganz allmälig auf den ihm bestimmten Platz niederzulassen. Unten am Cylinder ist eine Steinklaue befestigt.

Mit Hilfe des Krahnes ist es möglich gewesen, die ganze Hauptfaçade des Theaters in 3 Wochen fertig zu stellen, und in weniger als 5 Monat wurden damit die sämmtlichen Baustücke des grossen Gebäudes an ihren Platz gebracht.

Verdampfungsversuche mit Dampfkesseln.

Von **J. Pohlig.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Siegener Bezirksvereines vom 27. Januar 1878.)

(Hierzu Tafel XVII.)

Zur Vergleichung bei den mitzutheilenden Versuchen standen ein nach meinen Angaben gebauter „Batteriekessel" und ein Siederkessel mit Ueberhitzer.

Der erstere, welcher im November v. J. in der C. Noell'schen Fabrik zu Vogelsberg bei Lüdenscheid aufgestellt wurde, ist auf Taf. XVII in Vorderansicht und zwei verschiedenen Durchschnitten dargestellt. Er besteht aus 12 Einzelkesseln von je 645^{mm} äusserem Durchm. und $1^{m},_{800}$ Länge, welche des beschränkten Raumes wegen in drei Etagen zu vier Kessel über einander gruppirt wurden; oben darüber liegt der gemeinschaftliche Dampfsammler von gleichem Durchmesser wie die einzelnen Querkessel, aber $3^{m},_{580}$ Länge. Die Kessel der unteren Lage werden durch das gemeinschaftliche Speiserohr *S* gleichzeitig gespeist und sind an ihrem höchsten Punkte durch schmiedeeiserne Rohre mit den darüber liegenden Kesseln verbunden. Auf Veranlassung des Besitzers, welcher der localen Verhältnisse wegen gern die sämmtlichen Verbindungsrohre u. s. w. auf die vordere Langseite gelegt haben wollte, bin ich von meinem Princip, die Speisung und Dampfabführung auf verschiedene Seiten zu legen, abgegangen, habe aber dafür, um in den vier unteren Kesseln etwas Circulation zu erzeugen, unmittelbar über dem Eingangsstutzen die schrägliegende Blechwand *B* eingeschaltet. Die Art der Einmauerung und die dadurch erzielte schlängelnde Bewegung der Heizgase sind aus der Zeichnung genügend ersichtlich. Hiernach beträgt die vom Wasser berührte Heizfläche etwa 32^{qm} und die vom Dampf bespülte Heizfläche $12^{qm},_{7}$, also die totale vom Feuer berührte Kesselfläche etwa $42^{qm},_{7}$. Die beiden getrennt angelegten Roste, gewöhnliche Planroste, haben je 700^{mm} Breite und 840^{mm} Länge, so dass die ganze Rostfläche $1^{qm},_{176}$ beträgt. Der Schornstein hat 25^{m} Höhe bei einer oberen Lichtweite von 600^{mm}.

Nachdem der Kessel fertig eingemauert und auch das Mauerwerk gehörig ausgetrocknet war, wurde der erste Versuch vorgenommen. Da die zugehörige Dampfmaschine noch nicht fertig montirt war, musste man sich vorläufig darauf beschränken, den Versuch bei offenem Mannloch bezw. geöffneten Ventilen vorzunehmen. Mit den eigentlichen Messungen und Beobachtungen wurde 11 Uhr 25 Min. Vorm. begonnen, nachdem vorher etwa 4 Stunden regelrecht gefeuert und alles gut vorbereitet und für einen geordneten Betrieb eingerichtet war. Das Wasser war zum Sieden gebracht und der Rost und Aschenfall gründlich gereinigt; der Wasserstand wurde an beiden Gläsern, von denen das eine am ersten, das andere am letzten Kessel der oberen dritten Lage angebracht war, genau gemessen und notirt. Die Messung des in den Kessel eingepumpten Wassers geschah durch einen Kübel von bekanntem Inhalt, welcher in einem zweiten Kübel, aus dem die Handspeisepumpe saugte, abgelassen wurde; ebenso wurden die während des Versuches verbrauchten Kohlen in einzelnen Kasten auf einer zuverlässigen Wage gewogen. Das Feuern auf den getrennten Rosten geschah regelrecht dadurch, dass abwechselnd der eine Rost beschickt wurde, wenn das Feuer des anderen Rostes klar und hell brannte. Es wurde dafür gesorgt, dass der Wasserstand möglichst constant blieb, also langsam und nur soviel Wasser eingepumpt, als eben verdampfte.

Nach den gemachten Aufzeichnungen waren um 6 Uhr Nachm., nachdem man sich überzeugt hatte, dass Wasserstandshöhe und Feuer ziemlich genau mit dem zu Anfang des Versuches vermerkten Zustande übereinstimmten, $146^{k},_{25}$ Steinkohlen verbrannt. Das während dieser Zeit verbrauchte Wasser, welches durchweg die gleiche Temperatur von 6^{0} C. zeigte, betrug nach Abzug des im Dampfsammler befindlichen mitgerissenen Wassers 1536^{k}, so dass auf 1^{k} Kohlen $10^{k},_{5}$ Wasser kommen.

Der aus dem Schornstein tretende Rauch wurde sorgfältig und zu verschiedenen Zeiten beobachtet, war meistens unsichtbar oder weisslich grau; selbst im Augenblicke der Beschickung zeigten sich kaum dunkle Rauchwolken, also ein Beweis für eine vollkommene Verbrennung. Die Temperatur der Verbrennungsgase wurde in Ermangelung eines besseren mit einem allerdings wenig zuverlässigen Pyrometer gemessen, welches 150^{0} C. zeigte.

Im Uebrigen ist noch zu bemerken, dass während des Versuches nur sehr schwach gefeuert werden konnte, weil sonst der wider alles Erwarten heftigen Circulation und Strömung von Wasser und Dampf in den Röhren wegen das Wasser der oberen Kessel so unruhig war, dass eine ganz genaue Beobachtung des Wasserstandes fast unmöglich wurde. Um diese Schwankungen für die Folge möglichst zu beseitigen, hielt ich es für gut, durch den unteren Stutzen *K* jedes der oberen vier Kessel ein Kupferrohr hindurchzustecken, welches etwa 200^{mm} vor der hinteren Kopfplatte ausmündet, wodurch erreicht wird, dass das aus den unteren Kesseln heraufkommende Wasser, besonders aber auch die Dampfblasen, am hinteren Theile der oberen Kessel aufsteigen, so dass vorn, also an der Stelle, wo die Wasserstandszeiger angebracht sind, das Wasser wieder ruhiger ist. Bei dieser Gelegenheit wurde auch noch ein gemeinschaftliches Verbindungsrohr *R* vor den oberen vier Kesseln gelegt, wodurch eine Ausgleichung etwaiger Differenzen in den Wasserstandshöhen der einzelnen Kessel unter sich möglich ist.

Nach Beendigung dieser Arbeit war auch die Dampfmaschine fertig montirt und wurde infolge dessen

Fig. 1

Fig. 4

Gooch.

Offene Stangen.

Fig. 5

Stephenson.

1/20 nat. Gr.

Fig. 6

Offene Stangen.

Gekreuzte Stangen.

gekreuzte Stangen.

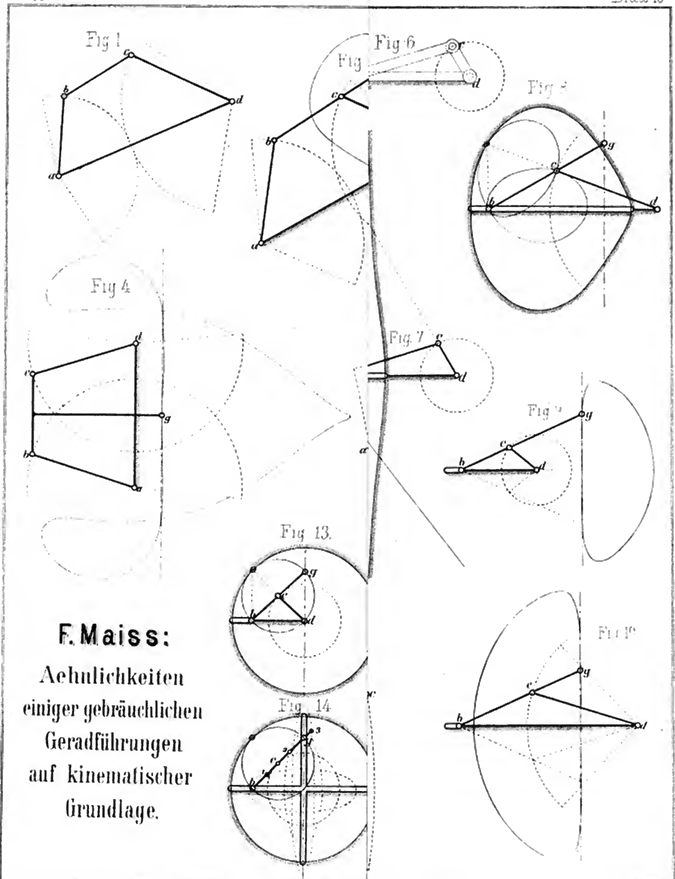
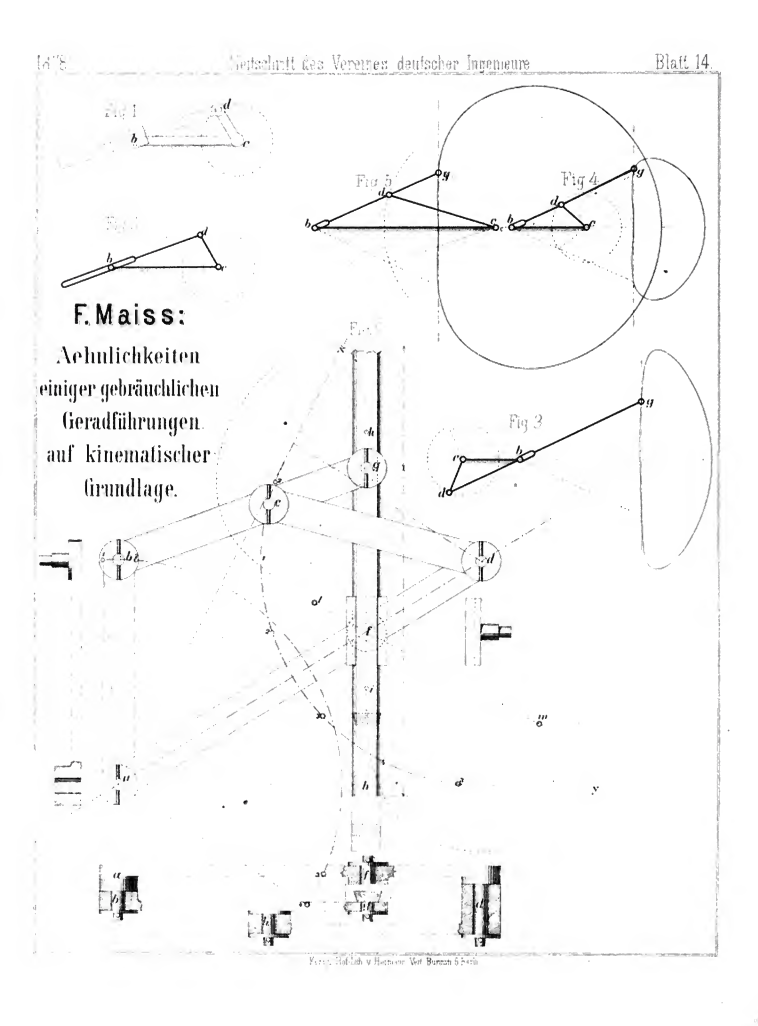


Fig 1
Fig 4
Fig 6
Fig 7
Fig 13.
Fig 14
F. Maiss:
Aehnlichkeiten
einiger gebräuchlichen
Geradführungen
auf kinematischer
Grundlage.



Verlag Hof-Lith. v. Hannover. Wit. Bunsen 5 Seite

ein zweiter Versuch vorgenommen. Der Anfang desselben wurde auf 10 Uhr 20 Min. Vorm. festgesetzt, als das Manometer 4 1/2 Atm. Dampfdruck anzeigte. Wie beim ersten Versuche wurden auch jetzt Rost und Aschenfall gründlich gereinigt, die Wasserstandshöhe genau gemessen und notirt und im Uebrigen so verfahren, wie es bei einem geregelten Betriebe erforderlich ist. Da die Dampfmaschine, als zum Betriebe einiger Patronenpressen dienend, noch nicht genügend angestreugt war, so wurde dieselbe durch einen stark belasteten Holzhebel an der etwa $1^m,_{200}$ grossen Riemenscheibe gehörig gebremst und so regulirt, dass sie constant 50 Umgänge machte. Nachdem wir so volle 6 Stunden einen ganz regelmässigen Betrieb hatten, wurde der Versuch plötzlich dadurch beendet, dass die gebremste Riemenscheibe platzte. Ein Weiterheizen hatte keinen Zweck, weil keine Verwendung für den Dampf mehr da war. Nach unseren Notizen waren bis zu dieser Zeit (4 Uhr 20 Min.) im Ganzen 288^k Kohlen verbrannt bei einem Verbrauch an Speisewasser von 2720^k. Hiernach ergiebt sich e i n e 9,44fache Verdampfung.

Das Speisewasser hatte eine Anfangstemperatur von 6° C. und wurde durch den Abdampf der Maschine auf etwa 50° vorgewärmt. Die Temperatur der Verbrennungsgase, welche häufig und in verschiedenen Zeiten diesmal mit einem zuverlässigen Quecksilberthermometer gemessen wurde, schwankte zwischen 180 und 185° C.

Im Uebrigen ist noch zu bemerken, dass sich der Kessel sehr leicht heizt und man sehr vorsichtig zu Werke gehen musste, um trotz des schon bedeutenden Dampfverbrauches der Maschine nicht fortwährend das Sicherheitsventil am Blasen zu halten. Die sämmtlichen Rohrverbindungen sowie Mannlochverschlüsse u. s. w. waren absolut dicht. —

Die ferner untersuchten, auf Grube Häuslingstiefe bei Siegen aufgestellten zwei Kessel, von denen stets einer in Betrieb ist und der andere als Reserve dient, sind gewöhnliche Vorwärmerkessel mit Ueberhitzer. Der Hauptkessel hat $1^m,_{250}$ Durchm. und $7^m,_{500}$ Länge, jeder der beiden Vorwärmer hat 700^{mm} Durchm. und $6^m,_{800}$ Länge und der Ueberhitzer bei gleichem Durchmesser nur $4^m,_{200}$ Länge. Die Kessel sind als Gegenstromapparate eingemauert. Die vom Wasser berührte Heizfläche beträgt $44^{qm},_5$, die vom Dampf bespülte 15^{qm}, also die totale vom Feuer umspülte Kesselfläche $59^{qm},_4$. Die Rostfläche ist $1,_6 \times 1,_2 = 1^{qm},_{92}$, der für beide Kessel gemeinschaftliche Schornstein hat 25^m Höhe und 900^{mm} obere lichte Weite.

Der Versuchskessel wurde innen und aussen gründlich gereinigt und einen Tag schwach geheizt, bevor mit den Versuchen begonnen wurde. Der erste derselben begann Morgens 9 Uhr 55 Min. bei offenem Mannloch, nachdem vorher das Wasser zum Sieden gebracht, der Rost und Aschenfall gereinigt und Alles zum regelrechten Betrieb vorbereitet war. Der Wasserstand wurde an beiden Gläsern gemessen und dafür gesorgt, dass derselbe möglichst constant erhalten blieb, also nur so viel Wasser eingepumpt, als verdampft wurde. Abends 10 Uhr 55 Min., also nach 13stündigem ununterbrochenem Betriebe stellte sich bei einer vorgenommenen Vergleichung der Notizen heraus, dass der Verbrauch an Kohlen und Wasser in gleichen Zeiten ziemlich genau derselbe war, und wurde deshalb nicht für nöthig gehalten, die Nacht mit zu Hilfe zu nehmen. Der Verbrauch an Steinkohlen war bis dahin 1132^k, an Speisewasser 8322^k, so dass auf 1^k Kohlen $7^k,_{35}$ Wasser kommen. Die Temperatur des Speisewassers schwankte zwischen 5 und 8° C., je nachdem das Wasser schon längere Zeit in dem über Tage gelegenen Reservoir gestanden, oder direct aus der Grube gehoben war. Die Temperatur der Verbrennungsgase, gemessen in dem zum Schornstein führenden Zugcanal, betrug 250 bis 300°. Die von den Kohlen übrig gebliebenen Rückstände an Schlacken und Asche wogen 144^k.

Nachdem am folgenden Tage das Mannloch verdichtet war, wurde der eine Kessel kalt gelegt und der Versuchskessel in Betrieb genommen. In der Grube war Alles darauf eingerichtet, dass am nächsten Tage möglichst regelmässig gefördert und also eine fortwährende Dampfentnahme stattfinden konnte. Der Anfang des zweiten Versuches wurde auf 9 Uhr 55 Min. Vorm. festgesetzt, als die Dampfspannung 4 1/2 Atm. betrug. Es wurde dafür gesorgt, dass diese wie auch die Höhe des Wasserstandes möglichst constant erhalten blieb, und im Uebrigen Alles genau notirt und beobachtet und gearbeitet wie bei einem geregelten Betriebe erforderlich. Nachdem wir uns gegen 4 Uhr 30 Nachm. überzeugt, dass auch hier das eigentliche Resultat ziemlich unabhängig von der Dauer des Versuches blieb und bezüglich der Wasserstandshöhe, Dampfdruck u. s. w. der jetzige Zustand mit dem vermerkten Anfangszustande ziemlich übereinstimmte, wurde abgeschlossen und nach weiteren 4 Stunden mit verkleinertem Rost gearbeitet. Zu dem Ende wurde der hintere Theil des Rostes auf eine Länge von $0^m,_5$ mit Schlacke und Steinen belegt und eine neue Feuerbrücke geschaffen, so dass nunmehr die Rostfläche nur $1,_1 \times 1,_2 = 1^{qm},_{32}$ betrug. Es zeigte sich auch sehr bald, dass diese Veränderung recht vortheilhaft wirkte, indem in den 4 Stunden mit $275^k,_5$ Kohlen 2250^k Wasser verdampft, also eine etwa 8fache Verdampfung erzielt wurde, während beim anfänglichen Rost in 6 Std. 40 Min. mit 551^k Kohlen 4105^k Wasser verdampft wurden, was einer 7,45fachen Verdampfung entspricht. Die Temperatur des Speisewassers war 15 bis 16° C., die der Verbrennungsgase 270 bis 330° C. bei einer äusseren Lufttemperatur von 2 bis 4° C. Der Zug war sehr lebhaft, so dass die gewöhnliche Schieberöffnung $0^{qm},_{13}$ betrug. Die Beobachtung der Rauchfarbe ergab, dass dieselbe vom Moment der Beschickung an 80 bis 100 Secunden tief schwarz war, dann allmälig in grau überging und etwa nach 10 Min. eine weisslich graue Farbe annahm. An Schlacke und Asche wurden nach beendigtem Versuch 90^k zurückgewogen.

Die Normalien der gusseisernen Röhren und Formstücke.

Von **C. Blecken** in Frankfurt a. M.

Vor einiger Zeit wurden den Mitgliedern des Vereines deutscher Ingenieure und des Vereines der Gas- und Wasserfachmänner, sowie auch einem grösseren Publicum Normalzeichnungen und gedruckte Tabellen über Muffen und Flanschenröhren zugesandt unter der Bezeichnung „Normaltabelle für Rohre u. s. w. gemeinschaftlich aufgestellt von dem Vereine deutscher Ingenieure und dem Vereine der Gas- und Wasserfachmänner". Ueber die Entstehung derselben geben die Pressorgane der genannten Vereine dahin Auskunft, dass die in Rede stehenden Normalien als fertige Arbeit bei Vereinsversammlungen zur Vorlage und ohne eingehende Discussion zur Annahme gelangten.*)

Die Normalien haben bis jetzt eine Kritik in der Oeffentlichkeit von keiner Seite erfahren, und wenn ich es hier unternehme, dieselben einer eingehenderen Prüfung zu unterziehen, und auf die vielfachen Mängel derselben hinzuweisen, so glaube ich im Sinne einer grossen Anzahl von Fachgenossen zu sprechen und der Zustimmung manches Wasserleitungs-Ingenieurs und Giessereitechnikers sicher zu sein.

Ich gehe bei dieser Kritik im Allgemeinen von dem Gesichtspunkte aus, dass es nicht im Interesse der Entwickelung unserer Industrie gelegen sein kann, durch schablonenmässige Vorschriften den Fabrikanten vom eigenen Denken und Streben nach Vervollkommnung der Fabrikate abzuhalten. Will man aber in einzelnen Dingen, wo es sich zweckmässig erwiese, die allgemeine Einführung von Normalformen anstreben, so müssen dieselben wenigstens das möglichst Beste bringen, damit der Einzelne nicht gezwungen ist, an Stelle des seitherigen Guten etwas Schlechteres zu setzen.

Die Normaltabelle, welche durch die bezüglichen Zeichnungen illustrirt ist, besteht aus 28 Columnen, in denen die Dimensionen der Röhren, Muffen, Flanschen u. s. w. festgestellt sind.

Wir werden diese Columnen der Reihe nach betrachten.

Wahl der lichten Durchmesser.

Die in Col. I der Normaltabelle aufgeführten Durchmesser der Röhren entsprechen im Allgemeinen dem praktischen Bedürfniss und fügen sich richtig in das Decimal- und Metersystem ein.

Für die Röhren grösseren Durchmessers und zwar von 500^{mm} an aufwärts ist jedoch die Abstufung von 25^{mm}, 50^{mm} und 100^{mm} zu gross. Es kommt dies wesentlich bei grossen Zuleitungen mit bedeutenden Wassermengen in Betracht; z. B. ist der Fall leicht denkbar, dass für eine vorgeschriebene Wassermenge bei gegebener Druckhöhe der lichte Durchmesser von 700^{mm} nicht ausreicht, wogegen schon 710^{mm} genügen würden. Wollte man dann anstatt 710^{mm} den nächst höheren Durchmesser der Tabelle, nämlich 750^{mm} nehmen, so macht dies einen Unterschied im Gewichte von etwa 30^{k} pro Meter aus. Ist die Leitung 20000^{m} lang, so wiegen sämmtliche Rohre zusammen 600000^{k} mehr als die erforderlichen Röhren von 710^{mm}. Bei einem Rohrpreise von 18 ℳ pro 100 Kilogramm loco Baustelle ist dies ein Kostenunterschied von 108000 ℳ.

Es empfiehlt sich deshalb bei den grossen Dimensionen eine Abstufung von Centimeter zu Centimeter.

Wandstärke der Röhren.

Die Frage der Röhrenwandstärke hat schon öfter Anlass zu grossen Streitigkeiten gegeben. Auf der einen Seite macht sich das Bestreben geltend, die Wandstärke der Röhren durch Verwendung von ausschliesslich guten Materialien und durch eine sorgfältige Fabrikationsmethode auf dasjenige Mass zu beschränken, welches für die Solidität und Haltbarkeit der Röhren nothwendig ist, um dadurch der Verausgabung unnöthiger Summen und einer nutzlosen Materialvergeudung entgegen zu treten. Dieser Richtung gehören nicht etwa nur theoretisirende Ingenieure an, sondern auch eine Reihe bedeutender Giessereien, welche sich die Fortschritte der Technik zu Nutze machten, neue Fabrikationsmethoden einführten und überhaupt die grösste Sorgfalt auf die Ausführung des Gusses verwenden.

Auf anderer Seite stehen diejenigen Röhrenfabrikanten, die sich mit ihrer Fabrikation noch auf dem Standpunkte der alten Giessereien befinden. Sie suchen die Fehler der alten Methoden und der ungenauen Arbeit durch möglichst grosse Wandstärken unschädlich zu machen und stehen sich ausserdem bei der theils noch üblichen Zahlungsweise nach dem Gewichte desto besser, je grösser das erlaubte Gewicht und die vorgeschriebene Wandstärke ist.

Wenn es nun an und für sich schon ungerechtfertigt ist, bei solchen verschiedenen Tendenzen der heutigen Giessereien für alle Röhren ohne Rücksicht auf das Material und auf die Art und Weise der Fabrikation bestimmte Wandstärken vorschreiben zu wollen, so kann es vom wissenschaftlichen Standpunkte des Ingenieurs, auf welchem doch sicherlich auch jeder Verein von Ingenieuren und Technikern stehen sollte, noch viel weniger gebilligt werden, wenn eine derartige Vorschrift, anstatt sich den neueren Bestrebungen und Vervollkommnungen der Fabrikationsweise anzuschliessen, lediglich den altherkömmlichen Gewohnheiten Rechnung trägt. Dies geschieht aber in der That durch die Col. II der Tabelle. Es sind hierin für sämmtliche Rohrdurch-

*) Im Vereine deutscher Ingenieure wurden dieselben in den meisten Bezirksvereinen sorgfältig vorberathen und schliesslich auf einer zu Düsseldorf abgehaltenen Delegirtenversammlung derselben in zweitägiger Berathung vereinbart. Letztere Beschlüsse bildeten wiederum die Grundlage für die Verhandlungen einer Commission mit Delegirten des Vereines der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands. D. Red. (R. Z.)

messer, unter der Voraussetzung eines Druckes von 6 bis 7 Atm. Wandstärken vorgeschrieben, die mit Ausnahme der ganz kleinen Durchmesser das erforderliche Mass selbst für einen Druck von 20 Atm. bedeutend überschreiten.

Als Beweis dafür kann eine grosse Anzahl Wasserleitungen angeführt werden, welche bei geringer Wandstärke und unter höherem Drucke im Betrieb stehen.

So z. B. liegen bei der Frankfurter Quellwasserleitung 45000^m Röhren von 553^{mm} Lichtweite, deren Wandstärke niemals über 15^{mm} hinausgeht, unter einem dauernden Druck von 5 bis 11 Atm.; die Probepressung erfolgte bei sämmtlichen Röhren auf 20 Atm.; nach der Tabelle Col. II hätten diese Röhren schon für 6 bis 7 Atm. zwischen 16 und 16^{mm},5 Wandstärke erhalten müssen; es macht dies einen Unterschied von etwa 25^k pro Meter, also im Ganzen bei 45000^m Länge 1125000^k oder bei dem damaligen Röhrenpreise von etwa 20 ℳ pro 100 Kilogramm eine Kostendifferenz von 225000 ℳ. Es sei noch bemerkt, dass von obigen 45000^m Röhren etwa 7000^m, die unter dem grössten Drucke (10 bis 11 Atm.) liegen, nur 13^{mm} Wandstärke haben, und dass gerade von diesen Röhren gar keine Defecte vorgekommen sind. Ein weiteres Beispiel bietet die Leitung des Fürstenbrunnen am Untersberg nach Salzburg. Diese Leitung steht unter einem dauernden Druck von 8 bis 13,5 Atm., der lichte Durchmesser derselben ist 225^{mm}. Es wurden dem verschiedenen Druck entsprechend drei verschieden starke Röhrensorten zu gleich grossen Quantitäten verwendet, und erfolgte die Probepressung derselben auf bezw. 20, 26 und 33 Atm.; die wirklichen Wandstärken der Röhren sind bezw. 9, 10 und 11^{mm}, während die Col. II der Normaltabelle schon für 6 bis 7 Atm. Druck 11^{mm},5 Wandstärke vorschreibt!

Es geht daraus hervor, dass die dort angegebenen Wandstärken in keiner Weise als massgebend betrachtet werden dürfen, da sie dem heutigen Standpunkte der Giessereitechnik durchaus nicht entsprechen. Ueberhaupt kann die Aufstellung von Normalwandstärken nur dann einen Sinn haben, wenn dieselbe auf einer bestimmten Grundlage beruht d. h. auf der Voraussetzung einer bestimmten Fabrikationsmethode.

Es ist selbstverständlich, dass man dabei nicht von der Annahme eines schlechten Materials und einer mangelhaften Arbeit ausgehen darf, dass vielmehr die Verwendung eines guten Eisens, sowie eine den heutigen Anforderungen entsprechende Sorgfalt und Genauigkeit in der Fabrikation vorausgesetzt werden muss.

Ausser der Beschaffenheit des Eisens und der Fabrikationsweise kommt aber bei der Bestimmung der erforderlichen Wandstärke der Röhren noch ein weiteres Moment in Betracht d. i. die Nothwendigkeit des Widerstehens derselben gegen äussere Kräfte, welche bei Rohrleitungen, die im Boden liegen, sehr leicht durch Senkungen des Bodens u. s. w. auftreten. Es ist dies namentlich bei Röhren kleineren Durchmessers zu berücksichtigen, während die grösseren Röhren selbst bei den geringsten Wandstärken jeder möglichen äusseren Kraft ein genügendes Widerstandsmoment entgegensetzen. Da nun ausserdem die Wandstärke der Röhren einestheils wegen der Schwierigkeit der Fabrikation, anderentheils wegen der unter sonst gleichen Umständen mit dem lichten Durchmesser proportional wachsenden Beanspruchung durch den inneren Druck mit der Grösse des lichten Durchmessers zunehmen muss, so wird sich das naturgemässe Verhältniss zwischen Wandstärke δ und Durchmesser D durch eine Formel

$$\delta = a + bD$$

ausdrücken lassen, worin a und b Constante sind, deren Grösse so zu wählen ist, dass dadurch eine Uebereinstimmung mit der Praxis d. h. mit der Fabrikation solcher Giessereien, die sich die Verwendung guten Materials, eine sorgfältige Fabrikation und die Vermeidung einer unnöthigen Materialvergeudung zum Ziel gesetzt haben, erreicht wird.

Reuleaux giebt in seinem „Constructeur" der obigen Formel folgende Gestalt:

$$\delta = 8 + \frac{D}{80} \text{ Millimeter,}$$

wobei D ebenfalls in Millimeter auszudrücken ist. Die hieraus berechneten Werthe entsprechen in obigem Sinne der Praxis sehr gut; bis zu 150^{mm} Lichtweite sind dieselben den Werthen der Col. II ungefähr gleich, von da ab aufwärts werden sie durchweg geringer als die der Normaltabelle.

Berechnet man für die durch obige Formel erhaltenen Werthe nach der bekannten Lamé'schen Formel die Inanspruchnahme des Materials bei einem inneren Ueberdruck von 20 Atm., so ergiebt sich für

$$\begin{aligned} D &= 80^{mm} & \mathfrak{S} &= 10^k \\ D &= 200^{mm} & \mathfrak{S} &= 190^k \\ D &= 300^{mm} & \mathfrak{S} &= 256^k \\ D &= 500^{mm} & \mathfrak{S} &= 352^k \\ D &= 800^{mm} & \mathfrak{S} &= 444^k \\ D &= 1000^{mm} & \mathfrak{S} &= 500^k \end{aligned}$$

pro Quadratcentimeter, also selbst bei den allergrössten Durchmessern noch zulässige Spannungen d. h. für gutes Material, während bei den Röhren gewöhnlicher Durchmesser die Spannungen durch den inneren Druck so gering sind, dass sie überhaupt nicht in Betracht kommen.

Man gelangt also, immer unter der Voraussetzung guten Materials und sorgfältiger Arbeit, zu bedeutend geringeren Wandstärken als sie in Col. II angegeben sind. Hierzu sei noch bemerkt, dass die Abrundung der Wandstärken auf halbe Millimeter keineswegs begründet ist, da Unterschiede in der Wandstärke von 0^{mm},5 schon bedeutende Gewichtsdifferenzen namentlich bei grossen Röhren ergeben; z. B. macht bei einem Rohre von 500^{mm} lichter Weite die Vermehrung der Wandstärke um 0^{mm},5 einen Gewichtsunterschied von 6^k pro lfden Meter aus, also bei einer Leitung von 20000^m Länge einen Preisunterschied von 21600 ℳ (bei 18 ℳ pro 100 Kilogramm).

Es folgt aus alledem, dass die Aufstellung von Normalien überhaupt nicht rationell ist; denn es müssen

immer und in allen Fällen die Dimensionen der Qualität des Eisens und der Vollkommenheit der Fabrikation entsprechend gewählt werden. Es wäre nicht richtig, für Röhren, die aus dem vorzüglichsten Material und unter Anwendung der vollkommensten Einrichtung gegossen sind, dieselben Wandstärken vorzuschreiben wie für solche Röhren, welche der Fabrikation und dem Material nach eine niedrigere Stufe einnehmen.

Nach diesen Gesichtspunkten wird man sich im einzelnen Falle zu richten haben. Wo man in der Lage ist, geringeres Fabrikat anwenden zu müssen, wird man die Wandstärken erhöhen, im entgegengesetzten Falle aber nicht über dasjenige Mass hinausgehen, welches Berechnung und Erfahrung an die Hand geben. Der Ingenieur ist auch ein Mann der Wissenschaft und eben deshalb wird ihm die Anwendung einer Formel nicht zuzumuthen sein, ohne Prüfung ihres Verhaltens zu dem einzelnen Fall.

Flanschenröhren.

Columne III bis XVII behandeln die Dimensionen der Flanschenröhren und deren Zubehör, Schraubenbolzen u. s. w. und die betreffenden Gewichte.

Vollständige Flanschenröhren-Leitungen kommen heut zu Tage nur ausnahmsweise vor und zwar fast ausschliesslich bei Verticalleitungen, bei welchen man durch die Flanschen eine grössere Steifigkeit der in solchen Fällen frei stehenden oder nur an einzelnen Punkten gegen feste Körper gestützten Leitung zu geben sucht. Dagegen sind die Flanschverbindungen bei Leitungen, die unter dem Boden liegen, durch die bei weitem bequemere und zweckmässigere Muffenverbindungen gänzlich beseitigt*) und kommen dabei nur in besonderen Fällen, nämlich zur Verbindung mit Absperrschiebern, Theilkasten u. s. w. vor. Es werden demgemäss die Flanschenröhren bei den Röhrennetzen als Formstücke betrachtet, die man deshalb auch in möglichst geringer Länge auszuführen pflegt.

Aber auch bei den oben erwähnten Verticalleitungen beschränkt man die Länge der Flanschenröhren zweckmässiger Weise auf etwa 2^m; einmal, weil es sich nicht lohnt, bei dem verhältnissmässig immer geringen Bedarf an solchen Röhren so vollkommene Einrichtungen zur Fabrikation zu treffen, wie dies bei den Muffenröhren geschehen kann, weil ferner die Flanschverbindungen an sich nicht theuer, und kürzere Röhren namentlich bei der schwierigen verticalen Aufstellung bequemer zu handhaben sind, endlich weil jedes auch nur wenig defecte Rohr überhaupt nicht mehr zu brauchen ist, während die Muffenröhren durch Abhauen der defecten Stelle oft wieder verwendbar gemacht werden können. Aus diesen Gründen ist die in Columne XI angegebene Normallänge der Flanschenröhren von 3^m nicht zu billigen.

Die Form der Flanschenprofilirung, wie sie auf der der Tabelle beigegebenen Zeichnung dargestellt ist, ist nicht glücklich gewählt. Durch zu grosse Flanschdicke und die Annahme einer übermässig hohen Arbeitsleiste für die Dichtungsfläche wird die Masse des Flansches im Verhältniss zur Rohrwand sehr gross, und liegt die Gefahr vor, dass im Guss durch ungleichmässige Abkühlung Schäden entstehen; um diesen entgegen zu wirken, ist bei der Normalprofilirung die Rohrwand durch eine Erweiterungscurve allmälig in den Flansch übergeführt; allein hierdurch wird das Uebel nur noch vermehrt, indem die Masse noch vergrössert wird; ausserdem hat diese Ueberführung noch den Nachtheil, dass die Schraubenbolzen wegen der erforderlichen Sitzfläche weiter vom Centrum entfernt, und aus diesem Grunde die Flanschen an und für sich grösser werden müssen.

Zweckmässiger ist es deshalb, anstatt der Anschlusscurve eine Verstärkung der Rohrwand vor dem Flansch eintreten zu lassen und diese mit kurzer Abrundung an die Flanschenfläche anzuschliessen; wenn man dann die Dicke des Flansches zu 2δ (wenn δ die Rohrwandstärke ist) annimmt, ein Verhältniss, welches zu praktischen und bewährten Dimensionen führt, ferner die Arbeitsleiste auf das genügende Mass von $1^{mm},5$ beschränkt und den äusseren Flanschendurchmesser nicht grösser wählt, als es mit Rücksicht auf das Anbringen der Schraubenbolzen nöthig ist, so wird hierdurch sowol den Anforderungen der Fabrikation als auch der Rücksicht auf die Materialersparniss in gleicher Weise entsprochen. Auch hier empfiehlt es sich, die Dimensionen der Flanschen, je nachdem sie mit der Wandstärke oder dem lichten Durchmesser zusammenhängen durch feste Verhältnisszahlen auf diese zurückzuführen, und man erhält den obigen Anschauungen entsprechende Werthe durch folgende Bestimmungen:

Dicke der verstärkten Rohrwand vor dem Flansch $\delta' = 10 + 0{,}0135\,D$
Flanschdicke . . . . . $\delta'' = 2\,\delta$
äussere Flanschenbreite . $f = 38 + 0{,}05\,D$,
alles in Millimeter.

Die Gewichte der Flanschenröhren, die in Col. XII bis XIV angegeben sind, würden sich wegen der nach obigem einzuführenden geringeren Wandstärken entsprechend ändern.

Muffenröhren.

Die Columnen XVIII bis XXV behandeln die Muffenröhren.

Zunächst kommt hier die Form der Muffen in Betracht. Die auf den zur Normaltabelle gehörigen Zeichnungen dargestellte Muffenform kann nicht als zweckmässig anerkannt werden. Sie nimmt lediglich auf die Bequemlichkeit des Gusses Rücksicht, lässt dagegen alles ausser Acht, was vom technischen Standpunkt aus in Rücksicht auf die Solidität und Zweckmässigkeit der Muffenverbindung verlangt werden muss. In erster Linie ist das Weglassen des Mandelringes am Schwanzende des Rohrs ein entschiedener

*) Für die im Berg- und Maschinenbau verwendeten Rohrleitungen ist dies wol nicht ganz zutreffend. D. Red (R. Z.)

Fehler, weil sich dadurch die Dichtungsstricke nicht mehr fest aufsetzen und deshalb nicht mehr mit verstemmt werden können, wobei es ausserdem nicht zu vermeiden ist, dass Theile desselben in das Innere des Rohrs gelangen; mag dieser Umstand bei Gasleitungen weniger von Bedeutung sein, bei Wasserleitungen können die nachtheiligsten Folgen daraus entstehen, nämlich Verunreinigung des Wassers, Störung der Bewegung und Beeinträchtigung der Leistungsfähigkeit der Leitungen, Verstopfungen von Zweigleitungen durch mitgerissene Stücke, Incrustationen und Zuwachsen der Röhren.

Man will das Weglassen des Mandelringes durch den damit zu erreichenden Vortheil motiviren, dass bei Auswechselungen eines Rohrs das Rohr ohne Ausbrennen der Dichtung aus der Muffe herausgezogen werden kann. Ist es aber zu verantworten, wegen der Erleichterung einer nur in Ausnahmefällen vorkommenden Arbeit eine ganze Röhrenleitung den oben angeführten Nachtheilen auszusetzen? Dazu kommt noch, dass das Ausbrennen einer Muffe überhaupt keine Schwierigkeiten bereitet, auch bei vorsichtiger Behandlung dem Eisen gar nicht schadet, während das Herausziehen der Röhren aus den Muffen doch nur durch Hin- und Herbewegung und allmälige Erweiterung des Bleiringes möglich wird, wobei die Gefahr des mechanischen Zersprengens der Muffe sehr nahe liegt.

Aber auch für die Festigkeit des Rohrs an und für sich ist der Mandelring nicht ohne Bedeutung, indem er das Schwanzende verstärkt und dadurch Beschädigungen namentlich beim Transport der Röhren nicht so leicht möglich macht.

Ein weiterer Fehler der Normalmuffenform ist der, dass sich das Rohrende in der Muffe nicht fest und bestimmt aufsetzt; es ist sogar durch die Zeichnung klar ausgedrückt, dass es nicht aufgesetzt werden soll. Und dies hat seinen guten Grund; denn das Rohrende könnte sich nur mit der äusseren Kante gegen die conische Fläche der Muffe anlegen, und es wäre dadurch leicht möglich, dass bei Temperaturveränderungen durch die Ausdehnung des Materials die Muffe durch das Rohrende aus einander gesprengt würde. Wie soll aber bei der Rohrlegung das feste Anlegen des Rohrendes verhütet und zugleich ein Spielraum eingehalten werden, der nicht zu gross wird, damit das Eindringen der Stricke in das Innere der Röhren nicht noch mehr befördert werde, als dies ohnehin der Fall ist? Wenn dagegen die Muffe im Inneren so beschaffen ist, dass sich das Rohrende mit seiner (nach aussen abgerundeten) Fläche gegen eine senkrecht zur Rohraxe stehende Fläche fest anlegen kann, so ist dadurch dieser Uebelstand vollständig beseitigt.

Weiterhin ist die Form des Muffenkopfes in constructiver Beziehung nicht richtig gewählt. Beim Verstemmen wird der eingegossene Bleiring auf eine gewisse Tiefe, die nach den Versuchen 30 bis 40^{mm} beträgt, verdichtet und dabei eine Druckspannung des Bleies hervorgebracht, welche den Muffenkopfring auf Zugfestigkeit beansprucht. Die Mittelkraft dieser Spannung liegt aber nicht im Rande sondern um die Hälfte der Verdichtungstiefe nach innen und der Muffenkopf wird deshalb einen trapezartigen Querschnitt erhalten müssen, wenn seine Form der Inanspruchnahme entsprechen soll. Die bei den Normalprofilen gewählte Form des Kopfes nimmt einzig Rücksicht auf die Bequemlichkeit der Anfertigung; die angenommene Länge des Kopfes ist übermässig gross und durch nichts geboten. Sie ist noch nicht einmal für die Festigkeit des Rohrs nützlich, weil durch die in diesem Punkte concentrirte grössere Masse eine ungleiche Abkühlung des Gusses und dadurch leicht Sprünge und innere Spannungen verursacht werden. Es ist dies bei den Normalprofilen um so mehr der Fall, als die Wandstärke vom Rohr aus bis zum Muffenkopf nicht stetig zunimmt, sondern erst verstärkt, dann wieder vermindert wird, um dann wieder in die bedeutende Verstärkung des Kopfes überzugehen.

Endlich ist die übermässige Verstärkung am Beginn der Muffe nicht begründet; viel eher erscheint es zur Vermittelung einer allmäligen Massenvermehrung zweckmässig, schon vor dem Beginn der Muffe die Rohrwand auf eine kurze Strecke zu verstärken.

Aus alle dem geht hervor, dass die gewählte Normalform für die Muffenröhren keine zweckmässige ist, und dass dieselbe in den oben bezeichneten Punkten abgeändert werden muss. Auch hier empfiehlt es sich, wie oben bei Feststellung der Flanschen Dimensionen der Muffen einzuführen, die sich je nach ihrer Art auf die Wandstärken oder auf den lichten Durchmesser des Rohrs beziehen.

Man gelangt zu passenden Werthen durch nachstehende Verhältnisse:

Rohrwandstärke $\delta = 8 + \frac{D}{80}$,
Verstärkte Wandstärke des Rohrs vor der Muffe $\delta_1 = 10 + 0{,}0135\,D$,
Wandstärke der Muffe $\delta_2 = 10 + 0{,}0165\,D$,
Stärke des Kopfes $k = 22 + 0{,}030\,D$,
Stärke des Mandelringes $c = \delta + b - 2$,
Zwischenraum zwischen Muffe und Rohr $b = 5 + 0{,}007\,D$,
Höhe des Bleiringes $h = 28 + 0{,}07\,D$,
Kronenbreite des Kopfes $e = \delta_2$,
Breite des Mandelringes $a = 1{,}2\,\delta$,
Tiefe der Muffe $l_1 = 67 + 0{,}11\,D$,
Länge des Muffenhalses $l_2 = 49 + 0{,}09\,D$.

Diese Zahlen stimmen zum grössten Theil mit denjenigen überein, welche Reuleaux im „Constructeur" (3. Auflage. S. 575) anführt.

Die in Col. XXI bis XXIV gegebenen Gewichte der Muffenröhren werden selbstverständlich durch die nach Obigem bedingten Abänderungen ebenfalls sich ändern.

Bemerkt sei noch, dass die Einführung abgerundeter Normalgewichte weder zweckmässig erscheint, noch irgend welchen Vortheil bietet. Wenn man in dieser Richtung überhaupt eine Bestimmung trifft, so

muss dieselbe wenigstens auch genau sein, damit bei Abrechnungen mit Lieferanten Meinungsverschiedenheiten hierüber nicht entstehen können.

Bauläuge der Muffenröhren.

In Columne XXV ist die Baulänge der Muffenröhren festgesetzt und zwar sollen die Röhren bis einschl. 70mm Durchmesser 2m, alle übrigen 3m lang sein.

Auch diese Bestimmung entspricht weder der Zweckmässigkeit noch dem heutigen Stande der Fabrikation. Alle bedeutenden Röhrengiessereien haben sich schon längst eingerichtet, die grossen Röhren in einer Länge von 4m herzustellen; es ist dies auch durchaus mit keiner Schwierigkeit verbunden und gewährt dabei den Vortheil einer bedeutenden Kostenersparniss durch die geringere Anzahl von Muffen, die bei einer Rohrleitung vorkommen und die namentlich bei grossen Durchmessern wegen des bedeutenden Bleiaufwandes sehr kostspielig werden. Es können also alle Röhren von etwa 350mm Lichtweite aufwärts 4m lang gemacht werden, nur bei den allergrössten Röhren, etwa von 730mm Lichtweite an erscheint es zweckmässig, die Länge wieder zu reduciren, damit das Gewicht eines Stückes nicht zu gross und die Handhabung und Verlegung der Röhren nicht allzu sehr erschwert werde. Man wird also zweckmässigerweise die Röhren

von 730 bis 780mm . . . 3m,5
„ 790 „ 860mm . . . 3m,0
„ 870 „ 1000mm . . . 2m,5

lang fabriciren.

Die Normaltabelle enthält endlich in Col. XXVI bis XXVIII Normallängen für Schieber, Hähne und Ventile, und zwar sind für diese Längen Verhältnisszahlen gewählt, welche von der Durchgangsöffnung abhängig gemacht sind. Bei Ventilen mag dies gerechtfertigt sein, dagegen steht die erforderliche Länge eines Absperrschiebers (Keilschieber) in keiner directen Beziehung zur Durchgangsöffnung desselben, und das angenommene Verhältniss

$$l = D + 200$$

ergiebt namentlich für die grossen Schieber unverhältnissmässig grosse Werthe; z. B. erhält man durch die Formel für einen Schieber von 500mm Lichtweite eine Baulänge von 700mm, während eine solche von 520 vollständig ausreicht.

Es folgt daraus nicht nur eine unnöthige Gewichtsvermehrung für diese Stücke, sondern auch eine grössere Unbequemlichkeit in der Handhabung und die Nothwendigkeit der Vergrösserung der etwaigen gemauerten Schachte, in welchen die Schieber unterzubringen sind. Ist z. B. ein Theilkasten in einem Schacht mit vier Schiebern von 500mm Lichtweite zu montiren, so würde der Schacht nach allen Seiten hin um 120mm grösser angelegt werden müssen, wenn die Schieber 700mm anstatt 520mm lang wären. Bei dem gewöhnlich sehr beschränkten Raum für derartige Schächte ist dieser Umstand wohl zu beachten, und muss deshalb auf eine möglichste Beschränkung der Baulänge der Schieber Bedacht genommen werden. Auch für die Fabrikation ist dies nicht unwesentlich, indem durch grosse Baulängen die Arbeit, namentlich das Ausdrehen, Einpassen der Dichtungsringe bedeutend erschwert und die gute Ausführung dieser wichtigen Arbeit beeinträchtigt wird.

Indem ich die vorstehenden Erörterungen der Oeffentlichkeit übergebe, möchte ich ebensowohl eine weitere eingehendere Prüfung dieser Frage anregen, als auch namentlich diejenigen Giessereien, die sich etwa schon mit dem Gedanken der Einführung der fraglichen Normalien befasst haben, von diesem Schritte zurückhalten, damit sie nicht vielleicht grosse Kosten auf eine Sache verwenden, die vielleicht in nicht langer Zeit wieder verlassen werden muss.*)

*) Unseres Wissens sind die, auf die in einer früheren Anmerkung angegebene Weise vereinbarten Röhrennormalien allerseits mit grosser Genugthuung aufgenommen worden und haben sich seitdem fast allgemein (nicht nur in Deutschland) eingeführt. Wir haben indessen dem vorstehenden Aufsatz die Aufnahme nicht versagen wollen, um auch einer entgegengesetzten Anschauung als der bei Anstellung jener Normen massgebend gewesenen, nämlich der Festsetzung von mittleren Verhältnissen, Raum zu gewähren, hoffen aber, dass derselbe nicht Veranlassung zu einer weiteren Polemik geben wird. D. Red. (R. Z.)

Vermischtes.

Bemerkungen zu Zeuner's Schieberdiagrammen.

Von E. Blass in Cleve.

(Hierzu Blatt 12.)

So werthvoll sich die Zeuner'schen Diagramme für den ausführenden Constructeur erwiesen haben, so leiden dieselben doch an dem Uebelstande, dass dabei einestheils noch Rechnungen erforderlich sind, und zweitens eine Curve vorkommt, welche sich nicht mit dem Zirkel und Lineal genau und leicht herstellen lässt.

In Folgendem werde ich zeigen, wie man die betreffenden Diagramme sowol für die Stephenson'sche als auch die Gooch'sche Coulisse ohne jede Rechnung durch einfache Construction erhalten kann.

In den Figuren auf Blatt 12 sind die betreffenden Grössen r, δ, c, l, ϱ, ω so aufgetragen, dass deren Bedeutung wol von selbst klar ist.

I. Steuerung von Stephenson (Fig. 2 und 8).

Es kommt hier darauf an, die parabolische Centralcurve durch einen solchen Kreisbogen zu ersetzen, welcher in den beiden Punkten, Scheitel- und Endpunkt mit der Parabel zusammenfällt.

Die Lösung ist sehr einfach, man trägt auf CD und DE die proportionalen Grössen l und c auf, zieht EC, so ist der Durchschnittspunkt C_0 der Scheitelpunkt der parabolischen Centralcurve.

Macht man nun $\angle ACC_0 = \angle AC_0C$, so findet sich der gesuchte Kreismittelpunkt im Durchschnittspunkt A.

Der Beweis für die Richtigkeit der Construction ist einfach.

Es muss nach Zeuner nämlich sein

$$BC_0 = \frac{r}{2}\,\frac{c}{l}\cos\delta.$$

Es ergiebt sich aus Fig. 2 zunächst

$$i : BC = c : l,$$

und da

$$BC = \frac{r}{2} \cos \delta,$$

$$i = \frac{r}{2} \cdot \frac{c}{l} \cos \delta.$$

Sobald $\frac{c}{l}$ ein kleiner Bruch ist, kann man noch etwas einfacher construiren. Man ersetzt nämlich die Parabel durch den Krümmungskreis ihres Scheitels. Dieser ist (siehe Zeuner's Werk) $R = \frac{l}{2c} \cdot \frac{r}{2} \cos \delta$ und construirt sich wie aus Fig. 8 ersichtlich. Die Richtigkeit der Construction folgt aus:

$$K : CB = l : 2c \quad \text{und} \quad CB = \frac{r}{2} \cos \delta.$$

In Fig. 8 sind die genaueren Grössen punktirt aus Fig. 2 aufgetragen, die Abweichung beträgt wie man sieht, etwa 1^{mm}. Für die im Zeuner'schen Werk als Beispiel gewählte Steuerung würde die Abweichung schon ganz unmerklich sein, wie sich jeder leicht auf der betreffenden Tafel durch Construction nach Fig. 8 überzeugen kann.

Für gekreuzte Stangen liegt die Curve bezw. der Kreisbogen entgegengesetzt gerichtet.

II. Steuerung nach Gooch.

In den Fig. 3 bis 7 sind immer ϱ und ω der Radius und Voreilungswinkel desjenigen Excentriks, welches den Schieber ebenso bewegen würde wie die Coulissensteuerung mit den Abmessungen r und δ, c, l im höchsten bezw. niedrigsten Stande.

Da die Fig. 3 bis 6 die vier bei Construction einer Gooch'schen Steuerung vorkommenden Fälle erschöpfen, und dieselben nach dem Vorhergehenden wol ohne Weiteres verständlich sind, so beschränke ich mich darauf, die Richtigkeit der Construction für einen Fall nachzuweisen.

Ich wähle dazu den in Fig. 3 dargestellten, weil wol am häufigsten vorkommenden.

Gegeben sind ϱ und ω, also die durch passende Wahl von r und δ zu erreichende Schieberbewegung.

Die Aufgabe kommt (s. Zeuner, 3. Aufl., S. 113) darauf hinaus nachzuweisen, dass (Fig. 7)

$$\text{I.} \quad OB = \frac{r}{2}\left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta\right) \text{ und}$$

$$\text{II.} \quad BC = \frac{r}{2}\left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta\right) \text{ ist.}$$

Es ergiebt sich zunächst:

$$\text{Ia.} \quad OB = OR + RB.$$

Ferner ist $OR = \frac{r}{2} \sin \delta$, $RB = HK$

und wegen $HK : KB = c : l$ sowie $KB = \frac{r}{2} \cos \delta$

$$RB = \frac{c}{l} \cdot \frac{r}{2} \cos \delta.$$

Diese beiden Grössen für RB und OR in Ia gesetzt, ergeben I.

Was BC anlangt, so ist

$$\text{IIa.} \quad BC = BK - KC = \frac{r}{2} \cos \delta - KC.$$

Nun ist aber, da die Dreiecke HCK, HPC und PNO ähnlich sind $\frac{CK}{KH} = \operatorname{tg} \delta$. Folglich da wie oben bewiesen $KH = RB = \frac{c}{l} \cdot \frac{r}{2} \cos \delta$, $CK = \frac{r}{2} \cdot \frac{c}{l} \sin \delta$; dies in IIa giebt II.

Wie sich noch aus der Figur ergiebt, sind die Dreiecke OHS und OCK congruent, also $OH = SK$. Dies ist der einfache graphische Beweis für die Basis der Zeuner'schen Diagramme.

Aehnlichkeiten einiger gebräuchlicher Geradführungen auf kinematischer Grundlage.

Von F. Maiss in Berlin.

(Hierzu Blatt 13 und 14.)

Folgende Zeilen beabsichtigen, mit Hilfe der Kinematik an einigen Beispielen die Verwandtschaft scheinbar verschiedener Mechanismen zu zeigen. Dieselben richten sich deshalb vornehmlich an alle Praktiker, namentlich an diejenigen, welche der Kinematik als neuerer Wissenschaft aus irgend einem Grunde z. Z. noch mehr oder weniger abhold sind. Um dieser Absicht auch möglichst nachzukommen, werden der Uebersichtlichkeit halber alle weitläufigen theoretischen Erläuterungen, Rechnungen u. s. w. fortgelassen, und nur auf dem Wege der einfachen Betrachtung Alles dasjenige zu erreichen gesucht, was zum allgemeinen Verständniss nöthig ist. Die diesen Zeilen beigegebenen Skizzen werden dies möglichst unterstützen, so dass man nur letztere aufmerksam zu besehen hat, um die Sache erfassen zu können.

Die theoretische Kinematik bezeichnet ein einfaches Getriebe oder Mechanismus mit dem Namen „Kette". Dieselbe ist wie bekannt aus mehreren einfachen Paaren (Cylinder, Prisma, Schraube) zusammengesetzt, gekettet oder gegliedert. Eine solche Kette fruchtbarster Art und in zahllosen Ausführungen vorhanden, ist das sogenannte Kurbelviereck.*) Dasselbe ist aus vier Cylinderpaaren zusammengesetzt, und in Fig. 1, Blatt 13, abgebildet. Allgemein genommen können nun die vier einzelnen Glieder ab, bc, cd, da dieser Kette gegen einander sehr verschiedene Längen haben, wodurch die allerverschiedensten Relativbewegungen der Glieder zu einander entstehen. Ferner kann wie bekannt jedes Glied der Kette für sich festgehalten werden, die drei anderen Glieder zeigen dann bestimmte Relativbewegungen zu einander. Um nun allgemein die Charakteristik dieser Bewegungen für eine bestimmte Kette festzustellen, bedient sich die Kinematik der Polbahnen. Die Kette in Fig. 1 ist zum Theil beschränkter Natur, indem die beiden Glieder ab und cd nur einen Theil des vollen Kreises durchlaufen können, dabei das Glied ad festgehalten gedacht. Würden wir bc verlängern, so wäre bald zu erreichen, dass ab eine volle Umdrehung zu machen im Stande sein würde. Für unsere Zwecke genügt jedoch dieses Getriebe vollständig. Fig. 5 zeigt das eine Polbahnenpaar für das Kurbelviereck, Fig. 1, und zwar ist das festgehaltene Glied ad sowie die zugehörige Polbahn durch Strichelung angedeutet. Die zweite Polbahn, welche in der gezeichneten Stellung die erstere im Punkte o, dem momentanen Pol, berührt, besitzt zwei Schleifen und sendet, wie die erste Polbahn, vier Aeste in die Unendlichkeit, zu denen die betreffenden Asymptoten leicht angedeutet sind. Diese zweite bewegliche Polbahn lässt sich mit einem lose geschürzten, sogenannten Weberknoten vergleichen. Wir werden später sehen wie dieselbe sich bei Veränderung der Kette verändern kann. Das zweite Polbahnenpaar zum Kurbelviereck ist leicht aufzufinden, wenn wir das Glied ab bezw. cd festhalten; hier ist dasselbe der Einfachheit halber fortgelassen. Zeichnet man sich Polbahnenpaare für verschiedene Kurbelvierecke, so behalten erstere doch immer einen ganz bestimmt ausgesprochenen Charakter, welcher auch dem nicht sehr geübten Auge bald kenntlich wird, ganz abgesehen von der theoretischen Wichtigkeit der Polbahnen an und für sich. Allgemein kennzeichnen die Polbahnen somit stets ein bestimmtes Getriebe, und man darf sagen, dass ein Polbahnenpaar förmlich als Marke für die kinematische Kette gelten kann.

Nach dieser Abschweifung kehren wir zu unserem Gegenstande zurück, behalten das in Fig. 1 gezeichnete Getriebe bei und fassen vornehmlich das Glied bc ins Auge, wenn das Glied ad festgehalten wird. Bei der dadurch entstehenden Relativbewegung werden die Punkte von bc verschiedene Curven beschreiben. Offenbar ändern wir an dem Getriebe nichts, wenn wir irgend einen Punkt g zwischen b und c (Fig. 3) oder wenn wir bc über c hinaus verlängern, einen Punkt g auf dieser Verlängerung wählen (Fig. 2). Lassen wir in beiden Fällen die Kette ihre volle Bewegung machen, so beschreiben die Punkte g in Fig. 2 und 3 die bekannten Schleifenlinien, und wir sehen in Fig. 2 den Evans'schen

*) Vergl. Reuleaux „Kinematik", S. 71 und 282.

Lenker, in Fig. 2 den Watt'schen oder Lemniskoiden-Lenker vor uns. Es dürfte nicht auffallen, dass der Festpunkt *a* mit dem Festpunkt *d* durch eine gerade Linie verbunden ist, obgleich dies in der Praxis meistentheils anders ausgeführt ist; an der Sache selbst wird dadurch nichts geändert.

Wir gehen einen Schritt weiter und denken uns zu dem Gliede *bc* seine ganze Ebene und wählen in dieser einen Punkt *g*, der also mit *bc* fest verbunden zu denken ist. Fig. 4 zeigt eine solche Ausführung und wir erkennen in derselben das sogenannte Roberts'sche Dreieck, ebenfalls eine angenäherte Geradführung, wie die von *g* bei voller Umdrehung der Kette beschriebene Curve näher andeutet. Je nach Wahl der Längen *ad*, *bc* und *ab* und der Lage des Punktes *g* erhält diese Curve links kleinere oder grössere Schleifen; dieselben können auch rechts auf der Spitze auftreten und auch an allen drei Stellen verschwinden.

Lassen wir in dem Kurbelviereck, Fig. 1, den Punkt *a* in die Unendlichkeit rücken, so wird der Bogen den der Punkt *b* beschreibt, eine Gerade werden, d. h. wir können die Bewegung des Punktes *b* durch ein Prismenpaar bewerkstelligen. Verbinden wir das eine der Prismen noch mit dem Punkte *d*, so erhalten wir das sehr bekannte Getriebe in Fig. 6. Diese Kette, Schubkurbel genannt, ist in Fig. 7 schematisch mit dem einen Polbahnenpaar verbunden dargestellt. Das Glied *bd* ist dabei festgehalten, wie die Strichelung andeutet. Die feste Polbahn ist der aus Fig. 5 insofern ähnlich, als sie ebenfalls in der Nähe des Getriebes, wenn auch geringere Ausbiegungen zeigt, beide Zweige der Curve aber nur eine Asymptote besitzen. Die bewegliche, nicht gestrichelte Polbahn ist ebenfalls bedeutend einfacher geworden, der lose Knoten von Fig. 5 ist hier gleichsam zugezogen, indem beide Zweige der Curve sich in einem Punkte berühren. *o* ist der momentane Pol, die Asymptoten der beweglichen Polbahn sind fortgelassen. Fig. 5 zeigt für eine etwas andere Ausführung das zweite Polbahnenpaar der Schubkurbel. Die Kurbel *cd* macht dabei keine volle Umdrehung mehr, die Abwälzung der Polbahnen auf einander lässt sich leicht verfolgen. Das Glied *bc* ist hier über *c* hinaus bis zu einem Punkte *g* verlängert. Dieser Punkt beschreibt bei einer vollen Bewegung der Kette, die in Fig. 10 eingezeichnete Curve, und wir sehen aus dieser Abbildung eine Art des angenäherten Ellipsenlenkers vor uns. Fig. 9, 11 und 12 stellen die anderen möglichen Ausführungen dieses Lenkers dar. Der Punkt *g* wird auf einem Theile der überall eingezeichneten Curven nahezu gerade geführt. Will man den Punkt *g* genau in einer Geraden führen, dann müssen wir am Lenker die Strecken $bc = cd = cg$ machen, wie es die Fig. 13 und 14 zeigen.

Fig. 13 ist der genaue Ellipsenlenker und Fig. 14 trägt den Namen Kreuzschleife, beides sehr bekannte Getriebe. Die Polbahnen sind in beiden Fällen, wie angedeutet, zwei Kreise im Verhältniss 1 : 2. In Fig. 13 wird der Punkt *b* durch ein Prisma gerade geführt, der Punkt *c* geht im Kreise herum, wenn man *bd* festhält, und der Punkt *g* bildet die gewünschte Geradführung. In Fig. 14 werden *b* und *g* gleichzeitig gerade geführt, die Kurbel *cd* ist fortgefallen; *c* beschreibt nach wie vor einen Kreis, während mit Ausnahme der Punkte *b* und *g* alle anderen Punkte 1, 2, 3, auf dem Gliede *bg* Ellipsen beschreiben (Ellipsenzieher).

Wenn wir an dem Getriebe Fig. 6 nichts ändern und die Pleuelstange *bc* festhalten, so erhalten wir die sogenannte schwingende Kurbelschleife, wie sie Fig. 1 und 2, Blatt 14, zeigen. Da wir nichts an der Kette verändert haben, bleiben die Polbahnen (Fig. 7, Blatt 13) dieselben, nur dass die jetzt bewegliche Polbahn vorhin fest war und umgekehrt. Das Kettenglied *bd*, welches nunmehr schwingende Bewegung machen kann, lässt sich ebenfalls über *d* hinaus bis zu einem Punkte *g* verlängern, und wir gelangen so zu dem bekannten Conchoiden-Lenker. Dessen Arten sind in den Fig. 3, 4 und 5, Blatt 14, abgebildet; zu erwähnen ist noch, dass auch eine, der Fig. 12 auf Blatt 13 ähnliche Art ausführbar, aber hier des Raumes wegen fortgelassen ist. Die vom Punkte *g* in allen Fällen beschriebenen Muschellinien nähern sich in einem Theile, ähnlich wie beim Ellipsenlenker, einer Geraden. Wir erblicken bei einem Vergleich auch die Aehnlichkeit der vom Punkte *g* bei beiden Lenkerarten beschriebenen Curven, gleiche Buchstaben der einzelnen Theile erleichtern ausserdem das Auffinden von Beziehungen.

Ohne weitaus das Gebiet erschöpft zu haben, sehen wir hier eine Reihe bekannter Mechanismen, welche mit verschiedenen Namen belegt worden sind, übersichtlich zusammengefasst, deren allgemeinster Fall eben das Kurbelviereck ist, von dem alle abgeleitet werden können. Es mag vorbehalten bleiben, ähnliche Gruppen aus der Reihe bekannter Getriebe der Betrachtung zu unterziehen.

Zum Schluss wenden wir uns noch einmal dem Evans'schen Lenker zu, der in Fig. 6, Blatt 14, nach einer Ausführung abgebildet ist und zu welchem noch einige Bemerkungen von Interesse sein dürften. Betrachten wir die von dem gerade geführten Punkte *g* beschriebene Curve, so sehen wir dieselbe symmetrisch zu *ad* dem festgedachten Gliede des Lenkers liegen. Es hindert uns nichts, beide Aeste der Curve zur Geradführung zu benutzen, also die Strecke von *i* bis *k* sowie die von *l* bis *m*. Zu dem Ende ist das Führungsprisma für die geradgeführte Stange *gh* in dem Schnittpunkte der Curve bei *f* durch einen Zapfen drehbar gemacht, womit dieses Getriebe erst vollkommen geworden ist. Leicht lässt sich nun die Stange *gh* herumschlagen und in der Richtung *lm* sowie in *ik* gerade führen. Es ist ferner nicht schwer, die beiden Curvenäste so zu legen, dass sie einen bestimmten Winkel einschliessen, wodurch man in den Stand gesetzt wird, die Geradführung nach zwei Richtungen mit nur einem Apparat ausführen zu können.

Technische Literatur.

Mechanik.

Theorie der kreisförmigen symmetrischen Tonnengewölbe von constanter Dicke, welche nur ihr eigenes Gewicht tragen. Von Dr. Ludwig Pilgrim, Docent an der polytechn. Schule in Stuttgart. 41 S. (Preis 1,80 ℳ). Stuttgart, 1877. Conrad Wittwer. —

Der Verfasser theilt die Aufgabe, die Pressungen in einem aus einzelnen Steinen bestehenden Gewölbe durch Rechnung zu ermitteln, folgendermassen ein: 1) Die Kräfte in der Scheitel- und Kämpferfuge, wenn die Druckcurve durch bestimmte Punkte dieser Fugen geht. Bestimmung der Pressungen daselbst; 2) der Druckmittelpunkt einer beliebigen Curve; 3) die Fugen, in welchen bei gegebener Druckcurve die grösste Pressung stattfindet (Bruchfugen); 4) der Horizontalschub, welcher gleiche Maximalpressungen in der Scheitel- und Kämpferfuge zur Folge hat; 5) die Maximalpressung in der zwischen Scheitel- und Kämpferfuge liegenden Bruchfuge gleich den Maximalpressungen in ersteren; 6) die Gewölbestärke bei vorgeschriebener Maximalpressung; 7) die Druckcurve und die Maximalpressungen in einem Gewölbe, welches keine Bruchfuge zwischen Scheitel- und Kämpferfuge hat.

Aus den numerischen Resultaten lassen sich Schlüsse ziehen, die für den Theoretiker interessant und für den Praktiker von Nutzen sind. M.-K.

Dampfmaschinen.

Die Theorie der gebräuchlichsten Schiebersteuerungen und ihre Anwendung. Für Monteure, Werkmeister und die Schüler der Werkmeisterschulen elementar bearbeitet von A. Möller, Ingenieur u. s. w. Mit 43 in den Text gedruckten Holzschnitten und 6 lithographirten Tafeln. 82 S. Holzminden, 1876. C. C. Müller. —

Der Verfasser geht von der Ansicht aus, „dass es noch viele Monteure und Werkmeister, selbst manche Fabrikanten geben wird, welche sich mit dem Bau von Dampfmaschinen beschäftigen und eine klare Einsicht in das Wesen der von ihnen ausgeführten Steuerungen nicht besitzen.“ Das vorliegende anspruchslose Büchelchen soll diesem Leserkreise gewidmet sein und kann als durchaus zweckentsprechend bezeichnet werden. Der Gegenstand findet sich gründlich und sachgemäss abgehandelt. Von den Expansionssteuerungen sind nur die von Polonceau, Meyer und Farcot genau durchgearbeitet, die Zeichnungen verdienen alles Lob. L.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 8. Augustheft.

Abhandlungen.

Die Verbrennung über dem Roste.

Von Prof. Dr. **H. Meidinger.**

In der Abhandlung über Feuerungsroste im Maiheft wurde wiederholt auf die Beziehungen zwischen Stärke des Luftzuges und Höhe der Brennstoffschicht über dem Roste hingewiesen. Starker Zug macht für beste Verbrennung hohe Schicht nothwendig, schwacher Zug niedrige Schicht.

Wie es sich mit dem Nutzeffect einer Feuerungsanlage verhält, im Hinblick auf die z. B. an einen Kessel abzugebende Wärme, ob derselbe bei starkem oder schwachem Zuge grösser ist, darüber scheinen die Ansichten getheilt zu sein. H. v. Reiche giebt in seinem Werk „Anlage und Betrieb der Dampfkessel“, II. Auflage, 1876, S. 238 an, dass der grösste Nutzeffect nur bei stärkstem Zug erhalten werde, und verweist dabei auf die Locomotivkessel, welche bei kleiner Heizfläche mit die grösste Verdampfungsfähigkeit (8^k Dampf mit 1^k Kohle) zeigen, während der ähnlich gebaute Locomobilkessel, bei welchem wegen des viel geringeren Dampfdruckes nur ein schwacher Zug erzeugt werden kann, nur wenig Wasser verdampft (5^k mit 1^k Kohle). Im Widerspruch mit diesen Angaben stehen die Versuche von Prüsmann*), aus denen hervorgeht, dass bei manchen Kohlen, und zwar den gasarmen wie der Piesberger Anthracit und die Courl Kohle im Bochumer Revier, der grösste Nutzeffect bei schwächstem Zug entsteht, während für gasreichere Kohlen wie die Ibbenbürener ein Maximum des Nutzeffectes sich zeigt bei mässigem aber nicht sehr starkem Zug, wie er durch einen Schornstein von 17^m bei 10^{mm} Wasserhöhe Luftverdünnung am Fusse des Schornsteins erzeugt wird.

Den Widerspruch zwischen den Versuchen im Kleinen und den Erfahrungen der Praxis vermag v. Reiche nicht aufzuklären.

Es ist auffallend, dass weder Prüsmann noch v. Reiche den Einfluss der Brennstoffhöhe über dem Rost und der Stückgrösse des Brennstoffs auf den Nutzeffect berücksichtigt haben. Prüsmann stellte seine Versuche mit den obengenannten drei Kohlensorten derart an, dass er auf dem Herde seines Apparates von $6^{cm},5$ Durchm. den Brennstoff dauernd auf der gleichmässigen Höhe von 10 bis 11^{cm} hielt; bei anderen Höhen wurden Versuche überhaupt nicht angestellt. Die gewonnenen immerhin sehr lehrreichen Resultate können sich somit nur auf die Bedingungen des Versuches, d. h. auf eine Brennstoffhöhe von etwa 10^{cm} beziehen. v. Reiche spricht in seinem ganzen Werk überhaupt nicht von Brennstoffhöhe. Beide Autoren sprechen ebenso nicht von der Brennstoffgrösse.

Dass die Brennstoffhöhe bei gegebenem Zug, d. h. unter der Voraussetzung, dass dauernd in gleichen Zeiten die gleiche Menge von Luft durch denselben Rost geführt wird, einen grossen Einfluss auf die Art der Verbrennung und den Nutzeffect ausüben muss, wird durch folgende Betrachtung erhellen.

Die Luft ströme mit einer Geschwindigkeit von 2^m aus den Rostfugen aus. Man halte eine dünne, 3^{cm} dicke Schicht Kohlen auf dem Rost. Es leuchtet ein, dass unter solchen Umständen die rasch strömende Luft mit dem Brennstoff nur in geringe Berührung kommen wird, die Verbrennung findet bei grossem Luftüberschuss statt; sie ist zwar vollkommen, insofern keine unverbrannten Gastheile in den Schornstein gelangen, die Flamme wird auch bei gasreichem Brennstoff kurz sein — allein der Nutzeffect ist gering, da der Ueberschuss der Luft abkühlend wirkt, und die Wärme bei gegebener Heizfläche nicht genügend entzogen werden kann. Die Brennstoffschicht werde auf 6^{cm} erhöht. Die mit derselben Geschwindigkeit sich bewegende Luft kann jetzt eine doppelt so grosse Oberfläche der Kohlen berühren wie zuvor. Die Wärmeentwickelung ist nicht nur vermehrt, sondern auch der Nutzeffect, indem ein grösserer Betrag der bei höherer Temperatur entwickelten Wärme an die Heizfläche abgegeben werden kann. So

*) Ueber den Einfluss der Stärke des Luftzuges auf den Heizeffect verschiedener Steinkohlen. „Zeitschr. des Arch.- u. Ingenieur-Vereines zu Hannover“, XIII, S. 307.

werden weiter mit Erhöhung der Brennstoffschicht die Wärmeentwickelung und der Nutzeffect steigen, doch nicht proportional, sondern minder stark als die Brennstoffhöhe, bis bei einer gewissen Grenze ein Maximalwerth eintritt, zuerst für den Nutzeffect und bei noch etwas weiterer Erhöhung der Brennstoffschicht auch für das Quantum entwickelter Wärme. Ueber die Grenzen hinaus nehmen Nutzeffect und Wärme ab. Strömt die Luft mit einer grösseren oder geringeren Geschwindigkeit als 2^m in den Rost, so lässt sich annehmen, dass die Grenzen bei entsprechend höherer oder niedrigerer Brennstoffschicht eintreten.

Die Verbrennung über dem Rost ist kein so einfacher Vorgang, wie man sich gewöhnlich vorstellt, sie besteht aus einer Reihe von neben und hinter einander erfolgenden Verbindungen und Reductionen, die sich zum Theil über den Brennstoff hinaus in die Züge fortsetzen, ehe der Abschluss erfolgt. Es sei vorerst angenommen, auf dem Rost befände sich nur reine glühende Kohle (Coks). Sobald die aus den Rostfugen tretende Luft die glühende Kohle zuerst trifft, verbindet sich der darin enthaltene Sauerstoff mit dem Kohlenstoff zu Kohlensäure; es bewegt sich jetzt weiter aufwärts eine Luft, in welcher ein kleiner Theil Sauerstoff durch Kohlensäure ersetzt ist. Sobald dieses Gemenge glühende Kohle trifft, verbindet sich ein neuer Theil Sauerstoff mit Kohle zu Kohlensäure, die bereits vorhandene Kohlensäure aber nimmt ebenfalls Kohle auf und wird dadurch zu Kohlenoxyd reducirt. Die Luft ist ärmer an Sauerstoff geworden, sie enthält dafür entsprechende Beträge an Kohlensäure und Kohlenoxyd. Sobald bei der Weiterbewegung aufwärts Kohlenoxyd und Sauerstoff durch Diffusion zusammenkommen, verbinden sie sich und erzeugen Kohlensäure, die bereits von früher noch vorhandene Kohlensäure wird, sobald sie glühende Kohle trifft, durch Aufnahme derselben zu Kohlenoxyd reducirt, der freie Sauerstoff verbindet sich mit neuer Kohle zu Kohlensäure. Solchermassen wird beim Durchströmen glühender Kohle die Luft immer ärmer an Sauerstoff, immer reicher an Kohlensäure und Kohlenoxyd. Die Reducirbarkeit der Kohlensäure durch glühende Kohle befördert die Raschheit der Verbrennung, wirkt darauf hin, dass ein Stück Brennstoff schneller verzehrt wird, als wenn er sich lediglich mit Sauerstoff verbände. CO_2 verbindet sich mit C, ebenso O_2 mit C, die Summe des Sauerstoffs in der Kohlensäure und des freien Sauerstoffs wirkt somit wie ebensoviel freier Sauerstoff allein. Würde die glühende Kohle nicht die Eigenschaft haben, die Kohlensäure zu reduciren, so müssten eine höhere Schicht Brennstoff für vollständige Verbrennung, und zur Ueberwindung des dadurch entstehenden grösseren Widerstandes ein höherer Schornstein angewendet werden.

Ist die Schicht Kohle hinreichend hoch, so kann die Luft ihren freien Sauerstoff noch innerhalb derselben vollständig verlieren. Das Verhältniss von dann in der Luft enthaltener Kohlensäure und Kohlenoxyd hängt ganz von der Beschaffenheit der Feuerung ab, ob dieselbe die innerhalb des Brennstoffs producirte Wärme rasch nach aussen abgeben kann oder nicht, ob, mit anderen Worten, das Feuer bezw. die Kohlen sich in schwacher oder starker Gluth befinden. In letzterem Falle wird das Kohlenoxyd überwiegen, in ersterem Falle die Kohlensäure. Ist die stark glühende Brennstoffschicht sehr hoch, so wird alle Kohlensäure reducirt, die Luft besteht dann nur aus einem Gemenge von Stickstoff und Kohlenoxyd. Befindet sich der Brennstoff in ganz schwacher Gluth, so ist auch bei noch so hoher Schicht die Menge gebildeten Kohlenoxyds sehr klein, fast verschwindend, je nach Umständen Beträge von ein oder wenigen Procenten nicht überschreitend; die Luft enthält dann ausser Stickstoff fast nur Kohlensäure. Eine derartige vollständige Verbrennung findet in eisernen Füllöfen statt, und erklärt sich daraus der überraschend grosse, Jedermann sofort auffallende Nutzeffect derselben bei verhältnissmässig geringen Dimensionen.

Der Grund, warum eine Reduction der Kohlensäure zu Kohlenoxyd nur bei stark glühenden Kohlen stattfindet, ist in dem Folgenden zu suchen. Kohlenstoff verbindet sich mit Sauerstoff zu Kohlensäure im Verhältniss von 6 zu 16 oder $1 : 2\frac{2}{3}$, zu Kohlenoxyd im Verhältniss von 1 zu $1\frac{1}{3}$. Bei der Verbrennung von 1^k Kohlenstoff zu Kohlensäure werden 8080^c frei, bei der Verbrennung zu Kohlenoxyd nur 2450^c. (Das letztere lässt sich allerdings nicht direct calorimetrisch bestimmen, da eine Verbrennung zu Kohlenoxyd nie direct erfolgt, sondern immer nur secundär. Man weiss aber durch unmittelbaren Versuch, dass bei der Verbrennung von $2\frac{1}{3}$ Kohlenoxyd zu $3\frac{2}{3}$ Kohlensäure 5630^c entwickelt werden, und durch Abzug dieser Zahl von 8080 findet man rückwärts die Wärme, welche die Verbrennung der Kohle zu Kohlenoxyd liefern muss.) Wenn Kohlensäure zu Kohlenoxyd reducirt wird, so tritt in die Verbindung der ersteren nochmals dieselbe Menge bereits darin enthaltenen Kohlenstoffs ein. $CO_2 + C$ giebt 2CO oder $3\frac{2}{3}$ Kohlensäure werden $4\frac{2}{3}$ Kohlenoxyd. Die Erzeugung dieser Menge Kohlenoxyd kann nur $2 . 2450$ oder 4900^c zur Entwickelung bringen, wenn man sich die Verbindung von Kohle und Sauerstoff zu Kohlenoxyd als eine direct mögliche denkt. Dieser Betrag ist viel geringer als die bei der ursprünglichen Verbrennung von 1 Kohlenstoff zu $3\frac{2}{3}$ Kohlensäure entwickelte Wärme, und zwar um die Differenz $8080 - 4900 = 3180^c$. Diese Menge Wärme muss behufs Reduction von Kohlensäure zu Kohlenoxyd aufgewendet, d. h. von aussen geliefert werden, um den Vorgang überhaupt zu ermöglichen. Nur stark glühende Kohle vermag so viel Wärme abzugeben, wobei natürlich ihre Temperatur selbst abnimmt. Wird die aufgewendete Wärme nicht nachgeliefert, so verliert die Kohle rasch ihre Fähigkeit, sich mit der Kohlensäure zu verbinden.*)

---

*) Wie Kohlensäure verhält sich auch Wasserdampf beim Durchströmen glühender Kohlen; er wird zersetzt zu Kohlensäure und

Die Verbrennung finde in einem Feuerherde statt, der von so schlechten Wärmeleitern umgeben ist, dass nach den Seiten Wärme nicht abgegeben werden kann, dass also alle beim Durchziehen der Luft entwickelte Wärme in der Masse der Kohlen verbleibt und nur mit der Luft selbst entweichen kann; die Brennstoffschicht sei sehr hoch (Generatorofen). Die durch die Rostfugen eintretende Luft trifft die Kohlen, und die bei der Bildung von Kohlensäure an der Berührungsstelle von Sauerstoff und Kohle entwickelte reichliche Wärme geht theils in die nächsten Kohlentheilchen und von da durch Leitung in das ganze Kohlenstück über, theils wird sie aus dem Verbrennungsproduct Kohlensäure in die Luft und weiterhin zu den oben liegenden Kohlenstücken geführt, um auch diese zu erwärmen, je nach Umständen in hohe Gluth zu bringen. So lange noch freier Sauerstoff in den aufziehenden Gasen enthalten, trägt dieser durch Weiterverbindung mit Kohle ebenfalls zur Erwärmung der höheren Kohlenschichten bei, so dass jedenfalls in einigem Abstand über dem Rost erst die höchste Verbrennungstemperatur entsteht. Aber die oben befindliche glühende Kohle ermöglicht jetzt die Reduction der Kohlensäure zu Kohlenoxyd, dabei geht Wärme verloren, und es wird eine Zone in dem Brennstoff geben, wo durch diese Reduction ebenso viel Wärme verschwindet, wie durch die Verbrennung von noch vorhandenem Sauerstoff neu gebildet wird. Jetzt kann die Temperatur nicht mehr zunehmen, sie wird weiterhin vielmehr immer mehr abnehmen (ganz abgesehen von Verlusten nach aussen), da die Reduction der Kohlensäure immer neue freie Wärme beansprucht. Dies wird sich so lange fortsetzen, bis alle Kohlensäure zu Kohlenoxyd reducirt ist. (Schluss folgt.)

Wasserstoff unter Bindung beträchtlicher Wärmemenge ($2HO + 1C = 2H + 1CO_2$); bei genügend hoher Temperatur kann dann die Kohlensäure unter Bindung neuer Wärme zu Kohlenoxyd reducirt werden. Wasserdampf, der durch glühenden Brennstoff zieht, befördert somit dessen Vergasung und Brennbarkeit.

Collmann-Steuerung für eine liegende Dampfmaschine. Ausgeführt von der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei.

(Hierzu Tafel XVIII.)

Die Zeichnungen auf Tafel XVIII stellen die Steuerung nach Collmann's Patent in Grundriss und Verticalschnitten dar.

Dieselbe wird, wie aus der Fig. 3 ersichtlich, durch eine zur Maschinenaxe parallele Welle *a* in Bewegung gesetzt. Diese Steuerwelle trägt an jedem Cylinderende ein Excentrik *b*, welches je ein Einlassventil steuert. Die Auslassventile werden durch Daumen *c* und mittelst des aus der Figur ersichtlichen Hebelsystems ohne Zuhilfenahme von Federn bewegt.

Die Excentriks zur Bewegung der Einlassventile ertheilen je einem Haupthebel *d* eine oscillirende, der Vollfüllung entsprechende Bewegung. Es befindet sich aber auf der Verlängerung der Excentrikstange ein Gleitstück *e*, welches mittelst einer Verbindungsstange mit dem Mittelgelenk *g* eines Kniehebels vereinigt ist. Die Stellung dieses Gleitstückes auf der Excentrikstange wird durch den Regulator bestimmt, welcher, wie Fig. 4 zeigt, auf eine Zwischenwelle *f* wirkt, die ihrerseits den mit dem Gleitstücke in Verbindung stehenden Hebel trägt.

Die Ventilstangen der Einlassventile sind gegabelt und tragen am oberen Ende mittelst eines Gelenkes eine Hülse *h* mit Anschlagplatte (Fig. 1 und 3). In dieser Hülse gleitet eine Stange, welche die Gegen-Anschlagplatte trägt und mit dem Mittelgelenk des erwähnten Kniehebels verbunden ist.

Im Moment der Eröffnung eines Einlassventils befindet sich das betreffende Excentrik gegen den Cylinder gekehrt in einer bestimmten, ungefähr horizontalen Lage, in einer nach abwärts gerichteten Bewegung; der Kniehebel ist gestreckt und die Anschlagplatten haben sich eben berührt. Die Weiterbewegung des Excentrik nach abwärts ertheilt nun dem untersten Kniehebelgelenk eine nach aufwärts gerichtete Bewegung, während das Gleitstück auf der verlängerten Excentrikstange gegen den Cylinder schwingt und das Mittelgelenk des Kniehebels durchdrückt. Es entsteht hierdurch in dem oberen, mit der Ventilstange fest verbundenen Gelenk eine Bewegung, die sich zusammensetzt aus der der Vollfüllung entsprechenden Bewegung des untersten Kniegelenkes und der sinkenden Bewegung durch die Durchbiegung des Knies. Je höher dabei das Gleitstück durch den Regulator eingestellt wird, d. h. je mehr es auf der Verlängerung der Excentrikstange hinausgeschoben wird, um so grösser ist der Ausschlag desselben, d. h. um so grösser wird die auf das Sinken des Ventils wirkende Bewegung, wodurch ein kleinerer Füllungsgrad im Cylinder hervorgerufen wird. Befindet sich dagegen das Gleitstück in der Nähe des Verbindungsgelenkes des Haupthebels und der Excentrikstange, so ist der Ausschlag desselben, somit auch der Einfluss der sinkenden Wirkung geringer, und die Bewegung des Haupthebelendes erzeugt in der Grenze Vollfüllung.

Der Niedergang der Ventile erfolgt durch Gewichte oder Blattfedern, deren Wirkung indess absolut ohne Einfluss ist auf die Geschwindigkeit des Ventilschlusses, da das Ventil stets der gezwungenen Bewegung des Mechanismus folgt. Nach Schluss des Einlassventils heben sich die Anschlagplatten von einander ab, der Mechanismus läuft also während der Expansionsperiode leer.

Sämmtliche Ventile sind doppelsitzig und von derartiger eigenthümlicher Construction, dass eine verschiedene Ausdehnung von Ventil und Ventilsitz durch

die Wärme eine Undichtheit des geschlossenen Ventils absolut nicht herbeiführen kann.

Wiederholte und ausgedehnte Versuche an ausgeführten, mit dieser Steuerung versehenen Maschinen, insbesondere an der neuen Betriebsmaschine der Herren **Löblich & Sohn** in Berlin, welchen in den Tagen vom 10. bis 13. März d. J. mehrere Autoritäten und Sachverständige beiwohnten, haben die nachfolgenden Resultate festgestellt und die bedeutenden Vortheile dieses Systems gegen die Corliss- und Sulzer-Steuerung oder ähnliche Klinkenmechanismen erwiesen.

1) Sowol das Einlass- als auch das Auslassventil wird bei dieser Steuerung rasch gehoben und, was von grösster Bedeutung ist, *ohne es fallen zu lassen, rasch geschlossen.* Es wird hierdurch eine vollkommen zuverlässige, äusserst exacte Wirkung erzielt, während bei der Corliss-, Sulzer- oder ähnlichen Steuerungen das Einlassventil im Punkte seiner höchsten Erhebung fallen gelassen wird, was gerade jenen Theil der Wirkung, welcher den Werth der Maschine bestimmt, veränderlich und stets unzuverlässig macht.

2) Giebt diese Maschine alle Expansionsgrade zwischen 0,01 und 0,8 Cylinderfüllung, und zwar wird jede augenblicklich erforderliche und genügende Cylinderfüllung jederzeit vom Regulator bestimmt, wodurch selbst bei bedeutenden Widerstandsschwankungen eine stets constante Umdrehungszahl innegehalten wird und die Maschine unter allen Belastungen in der ökonomischsten Weise arbeitet.

3) Zeigt das Indicatordiagramm in Fig. 5, Taf. XVIII, welches bei 50 Umgängen pro Minute, als der Normalgeschwindigkeit der Maschine, aufgenommen wurde, dass jede Drosselung des Dampfes fast vollständig vermieden ist.

4) Hat sich gezeigt, dass man Maschinen mit dieser Steuerung mit bedeutend höherer Kolbengeschwindigkeit, die in Rede stehende selbst mit 80 bis 90 Umdrehungen pro Minute laufen lassen kann, ohne irgend welche, einen schädlichen Einfluss fürchten lassende Stösse wahrnehmen zu können. Die genannte Maschine lief mit 80 bis 90 Umdrehungen so geräuschlos, dass man selbst bei dieser Geschwindigkeit auf eine unerreicht lange Dauer des Dampfdichtbleibens der Ventile schliessen kann, da sich die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Ventilschlusse nie, auch nur um ein Geringes, ändern können.

Dieser Umstand insbesondere bildet den hervorragendsten Vortheil der Collmann-Steuerung gegenüber der Corliss-, Sulzer- oder ähnlichen Steuerungen, da bei diesen letzteren die Geschwindigkeit des Ventilschlusses von der Grösse des schliessenden Gewichtes oder Federdruckes von dem *leichtveränderlichen Luftbufferwiderstand*, und von den *stets veränderlichen Reibungswiderständen*, besonders in den Stopfbuchsen abhängt und daher selbst bei grosser Aufmerksamkeit niemals constant erhalten werden kann. Dieser Umstand bedingt, dass man bei der Sulzer-Steuerung und den Klinkensteuerungen im Allgemeinen, um sicher zu gehen, mit der Endgeschwindigkeit beim Ventilschluss im normalen Gange um ein nicht Unbedeutendes *unter* dem zulässigen Maximum bleiben muss, um nicht durch zufällige Ueberschreitung dieses Maximums sich dem Ruin der Dampfabschlussorgane auszusetzen.

5) Sind bei dieser Steuerung alle Luftbuffer, Klinken und Spiralfedern gänzlich in Wegfall gekommen, und ist der Mechanismus keinerlei Abnutzungen, welche ein häufiges Auswechseln von einzelnen Theilen bedingen würden, unterworfen. Selbst minder geübte Maschinisten sind daher zur Wartung einer derartigen Maschine geeignet, ohne den Besitzer der Gefahr auszusetzen, dass sich die Wirkungsweise der Steuerung durch Unkenntniss oder Unachtsamkeit verschlechtere; der Besitzer ist aus diesen Gründen bei Weitem nicht so abhängig vom Maschinisten, wie es bei den anderen angeführten Steuerungen der Fall ist, wo die heikliche Luftbufferwartung, verbunden mit der Nothwendigkeit, von Zeit zu Zeit einzelne Theile auswechseln zu müssen, die correcte und ökonomische Arbeit der Maschine vollständig von der Befähigung und Aufmerksamkeit des Maschinenwärters abhängig macht.

6) Erweist sich der Zustand der Ventile, insbesondere der Schlussflächen derselben, selbst nach jahrelanger Arbeit, als ein durchaus tadelloser, und durch die eingehendsten Experimente ist erwiesen, dass die Construction, namentlich dieser Schlussflächen, selbst unter den verschiedensten Temperaturen, stets einen absolut dichten Abschluss der Doppelsitzventile unbedingt herbeiführt.

Theoretische Untersuchung der Dampfarbeit in der Compound-Receiver-Maschine.

Von **M. Westphal,** Ingenieur in Berlin.

Die Bedeutung, welche die Compound-Receiver-Maschine in der Neuzeit gewonnen, führt zu der Nothwendigkeit, nach den besten Verhältnissen zu deren Construction zu suchen, um sich in allen Fällen die Vortheile dieses vorzüglichen Maschinensystems voll zu sichern und Missgriffe zu vermeiden. Wenn auch auf theoretischem Wege entwickelte Formeln ohne sorgfältig angestellte Versuche an ausgeführten Maschinen nicht den Anspruch machen können, endgiltige Resultate zu liefern, so ist es doch ohne eine theoretische Untersuchung weder möglich, zu einer Klarheit in der Wirkungsweise zu gelangen und das Erreichbare kennen zu lernen, noch auch aus Versuchsresultaten den vollen Nutzen zu ziehen.

Die Streitfrage, welches Gesetz zwischen der Spannung des Dampfes und seinem Volumen bei der Expansion anzunehmen sei, ausser Acht lassend, soll hier angenommen werden, dass dieses Gesetz das

Mariotte'sche sei. Es vereinfacht nicht allein diese Annahme die Rechnung, sondern es scheint dasselbe im Durchschnitt auch das zutreffendste zu sein. Es ist hier gesagt im Durchschnitt, weil in jeder Maschine dieses Gesetz ein anderes sein wird, je nach den Nebenumständen, welche alle zur Bildung desselben mit thätig sind. Zu diesen gehören der Wassergehalt des Dampfes, die Wärmeabführung und bei Mantelheizung Wärmezuführung der Cylinderwände, das Nachdampfen während der Expansion, der Grad der Dichtigkeit der Kolben und Schieber bezw. Ventile.

Nach diesem (Mariotte'schen) Gesetze soll auch die Compression des Dampfes angenommen werden, und es ist daher die Arbeit, welche Dampf von der Spannung p_1 und dem Volumen v_1 bei seinem Uebergange in p_2 und v_2 verrichtet

$$p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und zwar eine Expansionsarbeit, wenn der Ausdruck positiv ist, im anderen Falle eine Compressionsarbeit. Das Product $p\,v$ giebt hierbei ein Mass für die Dampfmenge, wenn man sich in allen Fällen eine Reduction auf denselben Druck ausgeführt denkt und die dann resultirenden Gewichte mit einander vergleicht.

Wenn zwei Dampfmengen, die eine vom Volumen v_1 und der Spannung p_1, die andere vom Volumen v_2 und der Spannung p_2 durch Herstellung einer Communication zwischen v_1 und v_2 sich mischen, so kann die resultirende Spannung p nach der Gleichung

$$p\,(v_1 + v_2) = p_1 v_1 + p_2 v_2 \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

berechnet werden. Dieses Gesetz mag durch die Condensation an den Wänden des kälteren Raumes, welcher durch Einführung eines Coefficienten Rechnung getragen werden kann, mehr oder weniger beeinflusst werden, im Uebrigen kann es für den praktischen Gebrauch als ausreichend zuverlässig angesehen werden.

Die Dampfarbeit, welche beim Mischen der beiden Dampfmengen (im vorliegenden Falle z. B. beim Einströmen des Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den Receiver, oder beim Einströmen in den schädlichen Raum eines Cylinders) geleistet wird, kommt der Maschine nicht zu Statten, kann also als Arbeitsverlust angesehen werden. Da nach der Mischung die Spannungen p_1 und p_2 in p übergehen, so ist dieser Arbeitsverlust

$$= p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p} + p_2 v_2 \ln \frac{p_2}{p} \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Das letzte Glied dieser Gleichung ist negativ und bedeutet eine Compressionsarbeit, welche den Arbeitsverlust, den das erste Glied giebt, vermindert. Ist v_1 unendlich gross, wie z. B. in dem Falle, wo der Kesseldampf in den schädlichen Raum des kleinen Cylinders eintritt, so ergiebt sich durch directe Herleitung, da Gleichung (3) einen unbestimmten Ausdruck liefert, der Arbeitsverlust

$$= (p_1 - p_2)\,v_2 + p_2 v_2 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Der Arbeitsverlust wird gleich Null, derselbe wird also vermieden, wenn $p_1 = p_2$ ist. Man muss demnach bei Receivermaschinen den Spannungsverlust beim Eintritt des Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den Receiver vermeiden und die Verhältnisse so wählen, dass der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf im Receiver dieselbe Spannung antrifft. Unvermeidlich sind die Arbeitsverluste, welche durch Eintreten des Kesseldampfes in den schädlichen Raum des kleinen Cylinders und durch Eintreten des Receiverdampfes in den schädlichen Raum des grossen Cylinders entstehen. Diese lassen sich nur durch möglichste Verkleinerung der schädlichen Räume vermindern, nicht aber wegschaffen.

Wird eine Dampfmenge in einer Dampfmaschine in beliebiger Weise bald Expansionen, bald Compressionen ausgesetzt, die dabei geleisteten bezw. aufgewendeten Arbeiten stets auf die Kolben der Maschine übertragen, so dass also keine Spannungsverluste eintreten, so ist die schliesslich geleistete Arbeit, wenn Expansion wie Compression nach dem Mariotte'schen Gesetze erfolgen, gleich $p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$, worin p_1 und v_1 Pressung und Volumen zu Anfang und v_2 das Volumen zu Ende aller Operationen bedeuten, wie durch wiederholte Anwendung der Gleichung (1) hervorgeht. Alle Zwischenoperationen sind demnach gleichgiltig und es kommt nur auf den Anfangs- und den Endzustand an.

Die folgende Rechnung ist auf den Fall beschränkt, dass die beiden Kurbeln für den grossen und den kleinen Cylinder der Receiver-Maschine unter einem rechten Winkel stehen, d. h. dass wenn der eine Kolben am Ende des Hubes ist, sich der andere auf der Hubmitte befindet.

Es bedeute nun

p den Admissionsdampfdruck,

p_1 den Dampfdruck hinter dem kleinen Kolben,

p_2 den Dampfdruck im Receiver, insbesondere

$p_2{}^1$ den Receiver-Dampfdruck im Momente der Absperrung im grossen Cylinder,

p_3 den Dampfdruck im Condensator,

V das Volumen des grossen Cylinders,

$\varkappa$ (>1) das Volumenverhältniss der beiden Cylinder, also

$\frac{V}{\varkappa}$ das Volumen des kleinen Cylinders,

e_1 den Füllungsgrad im kleinen Cylinder,

e_2 „ „ „ grossen „

e den Gesammtfüllungsgrad, also $e = \frac{e_1 \frac{V}{\varkappa}}{V} = \frac{e_1}{\varkappa}$,

$\varepsilon_1 V$ den schädlichen Raum im kleinen Cylinder,

$\varepsilon_2 V$ „ „ „ „ grossen „

W das Receivervolumen einschl. schädlichen Raum des kleinen Cylinders,

$\mu = \varkappa \frac{W}{V}$ das Verhältniss der Volumina des Receivers und des kleinen Cylinders,

$2R$ den Hub des grossen, $2r$ den Hub des kleinen Kolbens,

r den Condensationscoefficienten, d. h. eine Zahl, welche der Condensation des Dampfes im Receiver Rechnung trägt,

A die pro Hub die Maschine passirende Dampfmenge, vergl. Gleichung (5),

α einen Winkel, dessen Bedeutung aus den Fig. 1 und 2 hervorgeht,

β und β_1 Winkel, gegeben durch die Gleichungen (9) und (16).

Die Hauptvortheile der Compound-Receiver-Maschine bestehen ausser in dem Nichtvorhandensein eines todten Punktes in der Gleichförmigkeit der Bewegung für einen der Drehung der Kurbelwelle gleichmässig entgegenstehenden Arbeitswiderstand und in der guten Ausnutzung des Dampfes durch hohe Expansion.

Um das erstere in möglichst vollkommenem Grade zu erreichen, soll die Bedingung gegeben werden:

I. Dass in den vier Quadranten einer Umdrehung des Schwungrades die Dampfarbeiten in der Maschine gleich gross sind.

Das Letztere involvirt die Bedingung:

II. Dass kein Verlust an Dampfarbeit durch Spannungsverlust des aus dem kleinen Cylinder in den Receiver eintretenden Dampfes entstehe, dass also der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf im Receiver dieselbe Spannung antrifft.

An diese beiden Bedingungen schliesst sich noch die Continuitätsgleichung, welche ausdrückt,

III. dass die in den kleinen Cylinder eintretende Dampfmenge vermindert um die im Receiver stattgefundene Condensation, also multiplicirt mit dem Coefficienten r ebenso gross ist wie diejenige, welche in den grossen Cylinder gelangt. Sie wird gegeben durch die Gleichung:

$$r\left\{\left(\frac{V}{\varkappa}+\varepsilon_1 V\right) p \frac{(e+\varepsilon_1)V}{\left(\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1\right)V} - \varepsilon_1 V p \frac{e+\varepsilon_1}{\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1}\right\} = p_2^1(e_2+\varepsilon_2)V$$

$$r V p \frac{e+\varepsilon_1}{1+\varkappa\varepsilon_1} = r A = p_2^1(e_2+\varepsilon_2)V \quad . \quad (5).$$

Das erste Glied bedeutet die Dampfmenge, die im kleinen Cylinder bei Hubende enthalten ist, das zweite die im schädlichen Raume $\varepsilon_1 V$ verbleibende Dampfmenge unter Berücksichtigung der Bedingung II. und das letzte Glied ist die im grossen Cylinder am Ende seiner Füllung enthaltene Dampfmenge.

Aus der Gleichung (5) ergiebt sich:

$$p_2^1 = r p \frac{e+\varepsilon_1}{1+\varkappa\varepsilon_1} \cdot \frac{1}{e_2+\varepsilon_2} = \frac{r A}{(e_2+\varepsilon_2)V} \quad . \quad . \quad (6).$$

Um die Bedingung II. durch eine Gleichung auszudrücken, hat man die beiden Fälle zu unterscheiden, dass e_2 kleiner oder grösser als 0,5 ist.

a) Es sei $e_2 < 0{,}5$.

Man betrachte den Dampf im Receiver in Bezug auf seine Spannung und sein Volumen in den beiden Zeitpunkten: am Ende der Füllung im grossen Cylinder und gleich darauf am Hubende des kleinen Kolbens. Im ersten Zeitpunkte ist die Spannung gleich p_2^1, der erfüllte Raum ist der Receiver, ein Theil des kleinen Cylinders und der schädliche Raum des letzteren, im zweiten soll die Spannung ebenso gross sein wie die des gleich darauf eintretenden Dampfes aus dem kleinen Cylinder, also gleich $p \frac{e+\varepsilon_1}{\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1}$ und der damit erfüllte Raum ist der Receiver und der schädliche Raum des kleinen Cylinders. Man hat daher mit Zuhilfenahme der Fig. 1, in welcher ab die Bewegungsrichtung der Kolben bedeutet:

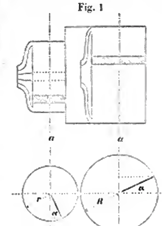


Fig. 1

$$p_2^1\left\{W+\frac{V}{\varkappa}\,\frac{1-\cos\alpha}{2}\right\} = W p \frac{e+\varepsilon_1}{\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1} \quad . \quad . \quad (7)$$

und mit Benutzung der Gleichung (6) nach einiger Umformung und Einführung von μ

$$2\mu+1-\frac{\mu\varkappa}{r}-\frac{2\varkappa\varepsilon_2\mu}{r} = \cos\alpha - \frac{\mu\varkappa}{r}\sin\alpha \quad (8).$$

Setzt man hierin der bequemeren numerischen Rechnung wegen

$$\frac{\mu\varkappa}{r} = \operatorname{tg}\beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9),$$

so erhält man:

$$\cos(\alpha+\beta) = \cos\beta\left(2\mu+1-\frac{\mu\varkappa}{r}-\frac{2\varkappa\varepsilon_2\mu}{r}\right) \; (10).$$

Aus dieser Gleichung lässt sich α und da, wie aus der Figur ersichtlich,

$$e_2 = \frac{1-\sin\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

ist, auch e_2 berechnen.

Da α der Annahme $e_2 < 0{,}5$ gemäss stets positiv sein muss, so folgt, dass die Klammer auf der rechten Seite der Gleichung (10) stets kleiner oder gleich 1 sein muss, woraus sich wieder die Relation

$$\varkappa \geq \frac{2r}{1+2\varepsilon_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

durch einfache Herleitung ergiebt. So muss z. B. für $r=1$ und $\varepsilon_2=0$ $\varkappa \geq 2$ sein.

b) Es sei e_2 grösser als 0,5.

Durch die gleiche Betrachtung erhält man

$$p \frac{e+\varepsilon_1}{\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1}\left(\frac{V}{\varkappa}+W+\varepsilon_2 V+\frac{V}{2}\right) = p_2^1\left(\frac{V}{\varkappa}\,\frac{1+\cos\alpha}{2}+W+\varepsilon_2 V+e_2 V\right) \quad (13)$$

und wieder unter Berücksichtigung der Gleichung (6) und der folgenden, aus der Fig. 2 sich ergebenden

$$e_2 = \frac{1+\sin\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

nebst einiger Umformung und Einführung von μ:

$$\varkappa\left(\frac{1+\mu+\varkappa(\varepsilon_2+0{,}5)}{r}-1\right)(1+2\varepsilon_2)-1-2\mu =$$
$$= \cos\alpha - \varkappa\left(\frac{1+\mu+\varkappa(\varepsilon_2+0{,}5)}{r}-1\right)\sin\alpha \quad (15).$$

Setzt man hier wieder

$$\frac{1+\mu+x(\varepsilon_2+0{,}5)}{\tau}-1=\operatorname{tg}\beta_1 \quad . \quad . \quad (16),$$

so erhält man:

$$\cos(\alpha+\beta_1)=\cos\beta_1\left\{(1+2\varepsilon_1)\operatorname{tg}\beta_1-1-2\mu\right\} \quad (17).$$

Fig. 2

Da α nur positiv sein kann, so muss wieder die Klammer auf der rechten Seite der Gleichung (17) ein ächter Bruch sein. Es ergiebt sich hieraus wieder eine Beschränkung für die Grösse von x. So folgt z. B. für $r=1$ und $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0$, dass $x<2$ sein muss; für $r=1$ und $x\varepsilon_1=\varepsilon_2=0{,}05$ folgt, entsprechend $\mu=0{,}5$, $\mu=1$ und $\mu=2$ bezw. $x<1{,}875$, $x<1{,}877$, $x<1{,}98$.

Ein so kleines Cylinderverhältniss ist mindestens mit sehr kleinen Füllungen im kleinen Cylinder verknüpft. Andererseits bietet der erste Fall $e_2<0{,}5$ alle wünschenswerthen Vortheile, so dass auf die weitere Verfolgung des zweiten Falles $e_2>0{,}5$ verzichtet werden soll.

Die beiden zur Berechnung von e_2 dienenden Gleichungen (10) und (17) zeigen, dass e_2 vollständig unabhängig ist von e und e_1, dass also die Gesammtexpansion sowie die Füllung im kleinen Cylinder keinen Einfluss hat auf die Erfüllung der Bedingung II.

Um eine Relation für die Bedingung I zu gewinnen, ist es nöthig, die Dampfarbeiten in den einzelnen Quadranten zu entwickeln. Es sei zu diesem Zweck die Quadrantenbenennung nach der kleinen Kurbel gewählt, so dass der erste Quadrant derjenige heisst, in welchem der kleine Kolben vom Hubende bis zur Hubmitte läuft u. s. w. Da sich der Vorgang nach den ersten beiden Quadranten wiederholt, so ist nur die Bedingung zu stellen, dass die Arbeit, welche der Dampf in dem ersten Quadranten verrichtet, gleich ist der Arbeit im zweiten Quadranten.

Es ist die Hinterdampfarbeit im kleinen Cylinder gleich

$$pVe+pV(e+\varepsilon_1)\ln\frac{\frac{V}{2x}+\varepsilon_1 V}{eV+\varepsilon_1 V} \quad \text{im ersten Quadranten}$$

$$+pV(e+\varepsilon_1)\ln\frac{\frac{V}{x}+\varepsilon_1 V}{\frac{V}{2x}+\varepsilon_1 V} \quad \text{„ zweiten „}$$

Fügt man in Summa, um die Ausdrücke handlicher zu machen, die sehr kleine Arbeit $-pV\varepsilon_1 x\frac{e+\varepsilon_1}{1+x\varepsilon_1}\ln\frac{1+x\varepsilon_1}{x(e+\varepsilon_1)}$ hinzu, welche die Arbeit repräsentirt, welche der Kesseldampf verrichtet, indem er den im schädlichen Raum $\varepsilon_1 V$ zurückbleibenden Dampf bis zur Admissionsspannung p comprimirt, schreibt $\ln\frac{1+2\varepsilon_1 x}{2x(e+\varepsilon_1)}+\ln\frac{2(1+\varepsilon_1 x)}{1+2\varepsilon_1 x}$ statt $\ln\frac{1+x\varepsilon_1}{x(e+\varepsilon_1)}$ und fügt den ersten Theil dem ersten Quadranten und den zweiten Theil dem zweiten hinzu, so erhält man als Hinterdampfarbeit im kleinen Cylinder:

$$pVe+A\ln\frac{1+2\varepsilon_1 x}{2x(e+\varepsilon_1)} \quad \text{im ersten Quadranten (18)}$$

$$+A\ln\frac{2(1+\varepsilon_1 x)}{1+2\varepsilon_1 x} \quad \text{„ zweiten „ (19).}$$

Die Arbeit des Receiverdampfes ist unter der Voraussetzung a) dass $e_2<0{,}5$ ist:

$$\left(W+\frac{V}{x}\right)p\,x\frac{e+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_1 x}\ln\frac{W+\frac{V}{2x}}{W+\frac{V}{x}}=A(\mu+1)\ln\frac{\mu+0{,}5}{\mu+1}$$

im ersten Quadranten (20),

$$p_2{}^1\left\{W+\frac{V}{x}\frac{1-\cos\alpha}{2}+V(e_2+\varepsilon_2)\right\}\ln\frac{W+\frac{V}{x}\frac{1-\cos\alpha}{2}+(e_2+\varepsilon_2)V}{W+\frac{V}{2x}+\varepsilon_2 V}+$$

$$+p_2{}^1\left(W+\frac{V}{x}\frac{1-\cos\alpha}{2}\right)\ln\frac{W}{W+\frac{V}{x}\frac{1-\cos\alpha}{2}}$$

$$=A(\mu+r)\ln\frac{\frac{x}{r}(\mu+r)(e_2+\varepsilon_2)}{\mu+0{,}5+\varepsilon_2 x}+A\mu\ln\frac{r}{x(e_2+\varepsilon_2)}$$

im zweiten Quadranten (21).

Der Ausdruck für die Arbeit im ersten Quadranten bedeutet eine Compressionsarbeit, da in dieser Periode der grosse Cylinder vom Receiver abgesperrt ist, und das Volumen um den halben kleinen Cylinder verkleinert wird. Der Ausdruck für die Arbeit im zweiten Quadranten besteht aus zwei Theilen, der erste ist die Expansionsarbeit bis zum Ende der Füllung im grossen Cylinder, der zweite die Compressionsarbeit des jetzt abgeschlossenen Dampfes bis zum Hubende des kleinen Kolbens. Zur Umformung dieser Ausdrücke sind die Gleichungen (5), (6) und (7) benutzt.

Die Expansionsarbeit im grossen Cylinder ist:

$$p_2{}^1V(e_2+\varepsilon_2)\ln\frac{V+\varepsilon_2 V}{\frac{V}{2}+\varepsilon_2 V} \text{ oder gleich } A\,r\ln\frac{2(1+\varepsilon_2)}{1+2\varepsilon_2}$$

im ersten Quadranten (22),

$$p_2{}^1V(e_2+\varepsilon_2)\ln\frac{\frac{V}{2}+\varepsilon_2 V}{(e_2+\varepsilon_2)V} \text{ oder gleich } A\,r\ln\frac{1+2\varepsilon_2}{2(e_2+\varepsilon_2)}$$

im zweiten Quadranten (23).

Die Gegenarbeit im grossen Cylinder ist: $p_3\frac{V}{2}$ im ersten und ebenso $p_3\frac{V}{2}$ im zweiten Quadranten.

Addirt man zur Controle alle Arbeiten zusammen, so erhält man mit $r=1$ und nach Reduction:

Gesammtarbeit =

$$A\left\{\ln\frac{(1+\varepsilon_2)(1+\varepsilon_1 x)}{e+\varepsilon_1}+(\mu+1)\ln\frac{\mu+0{,}5}{\mu+0{,}5+x\varepsilon_2}\right\}+pVe-p_3V \quad (24).$$

Das Glied $A(\mu+1)\ln\frac{\mu+0{,}5}{\mu+0{,}5+x\varepsilon_2}$ entspricht dem Verlust an Arbeit, der durch den Spannungsverlust des in den schädlichen Raum $\varepsilon_2 V$ (p_3 ist hierbei als unwesentlich vernachlässigt) strömenden Dampfes entspricht. Ohne diesen wird die

$$\text{Gesammtarbeit}=A\ln\frac{(1+\varepsilon_2)(1+\varepsilon_1 x)}{e+\varepsilon_1}+pVe-p_3V \quad (25).$$

Mit Hilfe der Gleichung (1) hätte man dieses Resultat direct erhalten, denn nach derselben ist die Expansionsarbeit $=$

$$p V \frac{e+\varepsilon_1}{1+\varkappa\varepsilon_1} \ln \frac{V(1+\varepsilon_2)}{V\frac{e+\varepsilon_1}{1+\varkappa\varepsilon_1}} = A \ln \frac{(1+\varepsilon_2)(1+\varepsilon_1\varkappa)}{e+\varepsilon_1} \quad (26).$$

Die Gleichsetzung der Summe aller im ersten Quadranten verrichteten Dampfarbeiten mit denen im zweiten Quadranten giebt die Relation für die Erfüllung der Bedingung I., und zwar erhält man nach der Reduction:

$$\frac{e(1+\varkappa\varepsilon_1)}{e+\varepsilon_1} + \ln \frac{(1+2\varepsilon_1\varkappa)^2(\mu+0{,}5)}{4\varkappa(e+\varepsilon_1)(1+\varepsilon_1\varkappa)(\mu+1)} + \tau \ln \frac{(1+\varepsilon_2)4\tau(\mu+0{,}5+\varepsilon_2\varkappa)}{(1+2\varepsilon_2)^2\varkappa(\mu+\tau)} +$$
$$+ \mu \ln \frac{(\mu+0{,}5)(\mu+0{,}5+\varepsilon_2\varkappa)}{(\mu+1)(\mu+\tau)} = 0 \quad (27).$$

Der Condensationscoefficient τ kann nur durch Versuche bestimmt werden. Setzt man denselben vorläufig gleich 1 d. h. abstrahirt man vorläufig von der Condensation im Receiver, so verwandelt sich die letzte Gleichung in die folgende:

$$\frac{e(1+\varkappa\varepsilon_1)}{e+\varepsilon_1} + \ln \frac{(1+2\varepsilon_1\varkappa)^2(1+\varepsilon_2)}{(e+\varepsilon_1)\varkappa^2(1+2\varepsilon_2)^2(1+\varepsilon_1\varkappa)} +$$
$$+ (\mu+1) \ln \frac{(\mu+0{,}5)(\mu+0{,}5+\varepsilon_2\varkappa)}{(\mu+1)^2} = 0 \quad (28),$$

die mit $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$ in die einfache Gleichung

$$1 + \ln \frac{1}{e\varkappa^2} + 2(1+\mu) \ln \frac{\mu+0{,}5}{\mu+1} = 0 \quad . \quad (29)$$

übergeht.

Bei diesen Gleichungen (27), (28) und (29) ist bemerkenswerth, dass sie die Grössen α und e_2 nicht enthalten, die Bedingung I. ist daher unabhängig von der Füllung im grossen Cylinder.

Ist der Gesammtfüllungsgrad e gegeben, so lässt sich für beliebige Werthe von μ die Grösse e_2 aus den Gleichungen (10) und (11) und $\varkappa$ aus der Gleichung (27) bezw. (28) oder (29) berechnen und es sind somit, weil noch $e_1 = e\varkappa$ ist, alle Grössen bestimmt. Durch die richtige Wahl von $\varkappa$ wird der Bedingung I., durch die von e_2 der Bedingung II. Genüge geleistet.

Die nachfolgenden zwei Tabellen geben die Resultate der Rechnung für $\tau = 1$ und zwar die erste mit $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$, die zweite für die Annahme, dass $\varepsilon_2 = \varepsilon_1\varkappa = 0{,}05$ ist.

Tabelle I.

$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.$

$e =$	1/12	1/10	1/8	1/5
		$\mu = 0{,}75$		
$\varkappa =$	3,170	2,895	2,590	2,045
$e_2 =$	0,328	0,355	0,393	0,489
		$\mu = 1$		
$\varkappa =$	3,215	2,935	2,625	2,075
$e_2 =$	0,321	0,353	0,386	0,482
		$\mu = 2$		
$\varkappa =$	3,300	3,020	2,695	2,135
$e_2 =$	0,309	0,336	0,376	0,469

Tabelle II.

$\varkappa\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}05.$

$e =$	1/12	1/10	1/8	1/5
		$\mu = 0{,}75$		
$\varkappa =$	3,010	2,760	2,490	2,000
$e_2 =$	0,300	0,327	0,362	0,452
		$\mu = 1$		
$\varkappa =$	3,030	2,800	2,520	2,02
$e_2 =$	0,295	0,319	0,355	0,446
		$\mu = 2$		
$\varkappa =$	3,125	2,885	2,630	2,180
$e_2 =$	0,270	0,303	0,335	0,411

Vorbehaltlich einer Correctur durch den Coefficienten τ, der durch Versuche zu ermitteln ist, sind hiermit die Regeln zur richtigen Wahl der Verhältnisse gegeben. Macht man die Füllung im grossen Cylinder stellbar, so kann man mit Hilfe des Indicators e_2 so corrigiren, dass ein Spannungsverlust vermieden wird. $\varkappa$ muss so gewählt werden, dass die Gleichförmigkeit bei der durchschnittlich am meisten vorkommenden Gesammtfüllung (Regulatorexpansion vorausgesetzt) am grössten ist.

Ueber die Grösse von μ, also über die Grösse des Receivervolumens hat man nach dem Obigen noch freie Wahl. Je grösser man dasselbe macht, desto kleiner wird die Compressionsspannung im Receiver am Hubende des grossen Kolbens; ferner werden die statischen Kraftmomente auf die Kurbelwelle in den beiden Stellungen, einmal, wenn der kleine Kolben auf der Hubmitte und das andere Mal, wenn der grosse Kolben auf der Hubmitte sich befindet, desto weniger in ihrer Grösse differiren, je grösser μ ist. Es ist nämlich das Verhältniss dieser beiden Momente gleich

$$\frac{\left(p_2{}' \frac{(e_2+\varepsilon_2)V}{0{,}5V} - p_3\right)\varkappa}{p\frac{(e+\varepsilon_1)V}{\varepsilon_1 V + \frac{V}{2\varkappa}} - p\frac{(e+\varepsilon_1)V}{\left(\frac{1}{\varkappa}+\varepsilon_1\right)V} \cdot \frac{W+\frac{V}{\varkappa}}{W+\frac{V}{2\varkappa}}}$$

oder gleich

$$\frac{\frac{\tau}{1+\varepsilon_1\varkappa} - \frac{1}{2(e+\varepsilon_1)} \cdot \frac{p_3}{p}}{\frac{1}{1+2\varepsilon_1\varkappa} - \frac{1}{2(1+\varepsilon_1\varkappa)} \cdot \frac{\mu+1}{\mu+0{,}5}},$$

und es drückt der Zähler das Kraftmoment des grossen Kolbens, der Nenner das des kleinen aus. Wegen der Verluste durch die Condensation im Receiver wird man jedoch sich hüten müssen, den letzteren zu gross zu machen.

Ueber continuirliche Bremsen.

Von **C. Schneider.**

(Vorgetragen in der Versammlung des Siegener Bezirksvereines vom 9. December 1877.)

(Hierzu Tafel XIX und XX.)

Bei den meisten in Bewegung befindlichen Massen, namentlich bei den Transportfahrzeugen, ist man genöthigt, um den Gang derselben sicher leiten zu können, Mittel anzuwenden, welche die Bewegung derselben zu mässigen und, wenn nöthig, ganz aufzuheben vermögen.

Die hauptsächlichsten Vorrichtungen, welche diesem Zwecke dienen, sind die Bremsen.

Ihre Thätigkeit besteht darin, dass dem in Bewegung befindlichen Körper schädliche Widerstände zugeführt werden, welche derart gesteigert werden können, dass die Bewegung schliesslich ganz aufhört. Als schädlicher Widerstand bleibt hier hauptsächlich die Reibung fester Körper in Betracht zu ziehen. Die Reibung wandelt die aufgenommene Arbeit in Wärme und Abnutzung um, welche beide in der Regel ganz verloren gehen. Streng genommen ist demnach das Bremsen in dieser Art unökonomisch, und vielfache, schon frühzeitige Bestrebungen, das Bremsen durch nutzbar zu machende Widerstände zu bewirken, waren die Folge davon.

Schon in den ältesten Zeiten benutzte man bei gewöhnlichen Fuhrwerken den sogenannten Hemm- oder Bremsschuh, der wegen seiner Einfachheit auch heute noch weit verbreitete Anwendung findet. Vielfache Gründe, namentlich schlechte Handhabung, die Unmöglichkeit einer Druckregulirung u. s. w. liessen seine Anwendung bei Eisenbahnen gar nicht, oder doch nur in höchst beschränktem Masse aufkommen. Zunächst kam man nun auf Hebelbremsen. Diese verschafften sich auch bei Eisenbahnen vielfach Eingang, mussten aber bald der weit vollkommeneren Schraubenbremse Platz machen, welche ja auch heute noch bei Eisenbahnen und gewöhnlichen Fuhrwerken fast durchweg zur Anwendung kommt.

Bereits im ersten Stadium der Eisenbahntechnik sind wiederholt Constructionen zu Tage gefördert worden, welche nicht allein im Stande sein sollten, einen einzelnen Wagen, sondern womöglich einen ganzen Zug gleichzeitig zu bremsen, die sich aber fast alle mehr oder weniger theils als zu complicirt, theils als zu unsicher im Betriebe erwiesen; und da man auf einfache und dabei doch sichere Weise nicht zu einem günstigen Resultat gelangen konnte, hat man die Sache geraume Zeit hindurch ganz ruhen lassen.

Erst in neuerer Zeit, bei immer complicirter werdenden Betriebsverhältnissen und vergrösserten Fahrgeschwindigkeiten ging man wieder ernstlich an die Lösung der Bremsfrage. Es mussten durchaus Mittel gefunden werden, welche grössere Garantie für die Sicherheit des Betriebes gewährten, d. h. vermöge deren man die lebendige Kraft so kolossaler, in so grosse Geschwindigkeit versetzter Massen schneller, als es bei der gewöhnlichen Schraubenbremse der Fall ist, vernichten und der damit verbundenen Gefahr wirksamer entgegentreten könnte.

Und in der That ist denn auch eine ganze Reihe von Erfindungen in dieser Art gemacht worden.

Zunächst benutzte man das Niederfallen schwerer zuvor aufgezogener Gewichte, dann die lebendige Kraft der Fahrzeuge selbst dazu, die Bremstheile in Bewegung zu setzen. Hierbei zeigt sich jedoch namentlich der Uebelstand, dass bei nicht sorgfältiger Anstellung der Bremse oft heftige Stösse schwer oder gar nicht zu vermeiden sind. Diesem Uebelstande abzuhelfen nahm man endlich zu elastischen Triebmitteln seine Zuflucht und verwendet jetzt vornehmlich

1) Luftleere,
2) Luftdruck,
3) Wasserdruck.

Die Anwendung des Wasserdruckes ist natürlich in den nördlicheren Ländern ausgeschlossen, da das Wasser zu leicht im Winter in den Rohrleitungen einfriert und die Bremse unbrauchbar macht.

Alle diese neueren Erfindungen zielen hauptsächlich darauf hin, die Handhabung sämmtlicher am Zuge befindlicher Bremsen dem Locomotivführer als der Person zu überlassen, welche in den allermeisten Fällen die Gefahr zuerst sieht, und von hier aus sämmtliche Bremsen mit einem Schlage zur Wirkung zu bringen. Bremsen, welche diese Bedingung erfüllen, nennt man continuirlich wirkend.

Eine zweite Forderung ist die, dass die Bremsung in möglichst kurzer Zeit erfolge, ja dass unter Umständen der während des Bremsens zurückgelegte Weg nur bis zu ein Viertel von dem betrage, welcher bei der gewöhnlichen Schraubenbremse zurückgelegt wird. Kann z. B. ein Courierzug auf 300 statt 1200^{m} zum Stehen gebracht werden, so erhellt daraus, dass sich mancher Unfall noch rechtzeitig wird vermeiden lassen können.

Zuletzt bleibt noch hervorzuheben, dass sich der Bremsdruck, namentlich bei den Bremsen mit elastischen Triebmitteln, sehr leicht reguliren lässt, dieselben also ebenso gut im gewöhnlichen Verkehr, wie im Augenblicke der Gefahr anwendbar sind.

In Amerika und England haben sich die continuirlichen Bremsen schon geraume Zeit eingebürgert, ja die zur Untersuchung von Eisenbahnunfällen eingesetzte Commission in England nennt dieselben eines der wichtigsten Verhütungsmittel solcher Unfälle. Ebenso legt dieselbe grosses Gewicht darauf, dass sämmtliche Bremsen von der Locomotive aus ohne Weiteres zur Wirkung gebracht werden können. Und in der That! Der geringste Zeitverlust kann oft eine Lebensfrage für einen

Zug sein, wenn man bedenkt, dass bei einer Geschwindigkeit von beispielsweise 60km pro Stunde jede nutzlos verflossene Secunde den Zug um etwa 16m dem Punkte der Gefahr näher bringt.

In England und Amerika sind bis jetzt hauptsächlich die Luftdruckbremsen von Steel und Westinghouse, sowie die Vacuumbremse von Smith zur Anwendung gekommen; in Deutschland vereinzelt die Reibungsbremse von Heberlein. —

1) Heberlein-Bremse.

Bei der in Fig. 1, Taf. XIX, dargestellten Heberlein-Bremse wird die lebendige Kraft des Fahrzeuges dazu benutzt, die Bremse zur Wirkung zu bringen; sie ist eine Frictionsbremse. Auf einer der Achsen *a* sind zwei feste Holzrollen *c* aufgekeilt. Ein Hebel, welcher um den festen Punkt *e* drehbar ist, trägt auf dem freien Ende zwei entsprechende Holzrollen *b* mit dazwischenliegender Kettenscheibe. Ueber letztere läuft eine aufwickelbare Kette, welche auf dem anderen Ende mit dem Bremsgestänge in Verbindung steht.

Sollen die Bremsklötze angedrückt werden, so lässt man das Gewicht *g* langsam an der Kette *h* herab, bis sich die Holzrollen berühren. Infolge dessen werden die Rollen *b* durch die Rollen *c* in Rotation versetzt, die Kette wickelt sich auf und veranlasst die Bewegung der Bremstheile. Soll die Bremse gelöst werden, so wird das Gewicht *g* vermittelst der Kette *h* einfach wieder in die Höhe gezogen.

Wollte man das Gewicht plötzlich herabfallen lassen, so würde die Wirkung der Bremse eine zu schnelle sein und heftige, für die Reisenden unangenehme Stösse wären die unvermeidlichen Folgen.

Bei der Heberlein-Bremse kann sowol jeder einzelne Wagen als auch ein ganzer Zug gleichzeitig und von einem Punkte aus gebremst werden, sobald sämmtliche Bremsen durch eine Zugschnur mit einander in Verbindung stehen.

2) Vacuumbremse von Smith.

Die Smith'sche Bremse benutzt den Druck der äusseren Luft, um die Bremstheile in Bewegung zu setzen, ist also eine Vacuumbremse. Sie ist in Fig. 4 und 5, Taf. XIX, in ihren wesentlichen Theilen dargestellt und hat folgende Einrichtung und Wirkungsweise.

Unter jedem der zu bremsenden Fahrzeuge befinden sich gewöhnlich zwei Bremscylinder, cylindrische innen durch schmiedeeiserne Ringe versteifte Gummibehälter mit gusseisernen Böden, Fig. 4, von denen der obere mit dem Gestell des Fahrzeuges fest verbunden ist und die Rohrleitung aufnimmt, der untere bewegliche dagegen mit dem Bremsgestänge unmittelbar in Verbindung steht. Sobald nun ein genügendes Vacuum in diesen Bremscylindern erzielt ist, drückt die äussere Luft den Gummibehälter zusammen und die Bremsklötze werden angedrückt.

Die Luftverdünnung erfolgt durch einen in Fig. 5 gezeichneten Ejector, welcher sich vorn auf der Locomotive befindet und von dem Führer angestellt wird. Dies geschieht auf folgende Weise.

Der in den Ejector eintretende Dampf reisst vermöge seiner lebendigen Kraft die Luft aus sämmtlichen Rohrleitungen und Bremscylindern an sich und heraus und bewirkt auf diese Weise ein Vacuum in den Bremscylindern, worauf sofort der äussere Luftdruck die Gummibehälter zusammendrückt und die Bremse zur Wirkung bringt. Im höchsten Falle wird ein Vacuum von $^2/_3$ erzeugt.

Soll die Bremse gelöst werden, so wird die Dampfzuleitung zum Ejector geschlossen und in der Leitung ein Lufthahn geöffnet, wodurch eine Druckausgleichung stattfindet. Durch passend angebrachte Gegengewichte werden die Bremsklötze von den Rädern abgedrückt.

3) Compressionsbremse von Westinghouse.

Die Westinghouse'sche Bremse ist eine Luftdruckbremse und wirkt selbstthätig.

Durch eine auf der Locomotive befindliche Druckpumpe wird die Luft in ein unter dem Führerstande der Locomotive liegendes Hauptreservoir gedrückt und dort je nach Bedürfniss bis auf 8 Atm. comprimirt. Von diesem Hauptreservoir werden die einzelnen unter den Fahrzeugen liegenden Hilfsreservoire gespeist. Aus jedem der letzteren tritt die comprimirte Luft durch das automatische Ventil in den Bremscylinder und veranlasst die Bewegung des Kolbens, welcher mit dem Bremsgestänge in Verbindung steht.

Zwischen dem Hauptreservoir und der Hauptleitung befindet sich ein in Fig. 3, Taf. XX, dargestellter Dreiweghahn, welcher auf der Locomotive gestellt wird. Ferner ist zwischen der Hauptleitung und dem Hilfsreservoir einerseits, sowie zwischen dem Hilfsreservoir und Bremscylinder andererseits das automatische Ventil eingeschaltet.

Unter normalen Verhältnissen sind alle Leitungen und Hilfsreservoire mit gepresster Luft gefüllt. Diese kann jedoch nur dann in den Bremscylinder treten und auf den Kolben wirken, wenn eine Druckverminderung in der Hauptleitung stattfindet.

Soll die Bremse zum Gebrauch fertig gehalten werden, so wird der Dreiweghahn so gestellt, dass die Ansätze *a* und *b* (Fig. 3, Taf. XX) communiciren. In dieser Stellung kann die comprimirte Luft ungehindert aus dem Hauptreservoir durch das automatische Ventil in das Hilfsreservoir eintreten.

Das automatische Ventil, von welchem Fig. 4, Taf. XX, eine Abbildung giebt, steht bei *b* mit der Hauptleitung, bei *d* mit dem Bremscylinder und bei *e* mit dem Hilfsreservoir in Verbindung; die Oeffnung *f* führt in die freie Luft. Das Ventil besteht aus dem Gehäuse, einem Absperrhahn *h* und dem Kolben *k* nebst Vertheilungsschieber *t*. Die comprimirte Luft aus dem Hauptreservoir tritt also durch den Ansatz *b* unter den Kolben *k* des automatischen Ventils, schiebt denselben

aufwärts, tritt durch die Oeffnung *o* des Kolbens in den Schieberkasten und von da durch *e* in das Hilfsreservoir.

Wird die Bremse in dieser Stellung nicht benutzt, und hat unterdessen zwischen dem Haupt- und Hilfsreservoir Druckausgleichung stattgefunden, so sinkt der Kolben nebst Vertheilungsschieber langsam herunter, jedoch nur so weit, dass die Oberkante des Schiebers mit der Oberkante des Canals *d* eben abschneidet, denn sobald nur eine geringe Oeffnung im Canal vorhanden ist, entweicht Luft aus dem Schieberkasten in die Leitung zum Bremscylinder und strömt durch das Leckventil, welches sich zwischen dem automatischen Ventil und dem Bremscylinder befindet und kleinen Luftmengen den Austritt gestattet, sich jedoch bei einem grösseren Luftstrom schliesst, aus. Hierdurch entsteht jedoch Druckverminderung im Schieberkasten, der Kolben wird sich demnach wieder heben müssen und frische gepresste Luft durch die Oeffnung *o* in den Schieberkasten gelangen. Dieses Spiel wiederholt sich dann bald darauf von neuem.

Wie bereits vorher gesagt, muss, wenn die Bremse zur Wirkung kommen soll, eine Druckverminderung in der Hauptleitung hergestellt werden.

Zu diesem Zweck wird der Dreiweghahn auf der Locomotive so gestellt, dass die Ansätze *b* und *c*, von denen *c* in die freie Luft führt, communiciren; sofort entweicht die gepresste Luft aus der Rohrleitung, der Kolben *k* wird abwärts geschoben, wobei die Oeffnung *o* durch die Nadel *s* verschlossen wird. Gleichzeitig mit dem Kolben bewegt sich aber auch der Vertheilungsschieber abwärts, infolge dessen tritt die gepresste Luft aus dem Hilfsreservoir durch den nunmehr frei gewordenen Canal *d* in den Bremscylinder, schiebt den Kolben vorwärts, und die Bremsklötze werden angedrückt.

Eine ältere Anordnung des automatischen Ventils dieser Bremse wurde bereits in Bd. XVII, S. 499 d. Z. beschrieben.

Soll die Bremse gelöst werden, so lässt man wieder die Ansätze *b* und *a* des Dreiweghahns communiciren, die gepresste Luft tritt von neuem unter den Kolben *k*, schiebt denselben nebst Vertheilungsschieber in die Höhe und tritt durch die Oeffnung *o* in den Schieberkasten und damit zugleich in das Hilfsreservoir. Gleichzeitig kommt dadurch der Canal *d* mit *t* in Verbindung; die gepresste Luft entweicht aus dem Bremscylinder durch *f* in die freie Luft, und durch den Einfluss der Rückzugfeder werden die Bremsklötze von den Rädern abgedrückt.

Aus dem soeben Gesagten erhellt ohne Weiteres, dass die Bremse auch sofort zur Wirkung kommt, sobald eine Kuppelung und damit zugleich die Hauptrohrleitung zerreisst, da ja dadurch die Bedingung einer Druckverminderung in der Hauptleitung erfüllt wird.

Ursprünglich war die Westinghouse'sche Bremse ohne Hilfsreservoire angeordnet: dies hatte jedoch den grossen Nachtheil, dass die Bremsen nicht gleichmässig genug zur Wirkung kamen, da die Füllung der letzten Bremscylinder später erfolgte als die der ersteren, die Bremsung also unregelmässig vor sich ging.

Gewöhnlich befindet sich unter jedem zu bremsenden Fahrzeuge ein Hilfsreservoir nebst Bremscylinder.

4) Compressionsbremse von Steel.

Die Steel'sche Bremse ist ebenfalls eine Luftdruckbremse und arbeitet wie die vorhergehende automatisch, d. h. sie tritt bei Unfällen u. s. w., sobald ein Theil der Leitung zerreisst, sofort in Thätigkeit.

Wie bei der Westinghouse-Bremse wird auch hier die Luft durch eine Druckpumpe in das unter dem Führerstande der Locomotive liegende Hauptreservoir gedrückt, von welchem aus sämmtliche Hilfsreservoire gespeist werden. Der Druck der Luft kann je nach Bedürfniss bis auf 8 Atm. gesteigert werden.

Bei der Steel'schen Bremse wird jedoch jede Achse für sich gebremst, und befindet sich zu dem Zweck auf jeder Stirnwand des zu bremsenden Fahrzeuges ein Bremscylinder nebst Hilfsreservoir. Die Anordnung beider ist in Fig. 2 und 3, Taf. XIX, dargestellt.

Die gepresste Luft befindet sich sowol über wie unter dem Kolben des Bremscylinders *b* mit gleicher Spannung, und kann die Bremse nur dann zur Thätigkeit gelangen, wenn eine Druckverminderung über dem Kolben stattfindet, bezw. die Luft aus der Hauptleitung entfernt wird, was durch Stellung des Dreiweghahns auf der Locomotive oder beim Zerreissen der Kuppelung stattfindet. Die Wirkungsweise ist folgende.

Aus dem Hauptreservoir tritt die gepresste Luft durch den Dreiweghahn in das Gehäuse *a* des automatischen Ventils ein, drückt das Ventil *c* herab, tritt in den Bremscylinder über den Kolben und treibt denselben abwärts. Gleichzeitig tritt auch die comprimirte Luft durch das Ventil *c* und die Leitung *f* (Fig. 2) in das Hilfsreservoir *h* und von da unter den Bremskolben. Sollen die Bremsklötze angedrückt werden, so wird der Dreiweghahn auf der Locomotive so gestellt, dass die Luft aus der Hauptleitung entweichen kann, dadurch entsteht im Gehäuse *a* eine Druckverminderung, infolge deren das Ventil *c* sich schliesst; das Ventil *g* jedoch, welches mit dem Gehäuse durch eine Kautschukplatte in Verbindung steht, hebt sich, und die Luft über dem Kolben entweicht durch die Oeffnungen *q*. Durch Expansion der gepressten Luft unter dem Kolben hebt sich derselbe und die Bremsklötze werden angedrückt. Soll die Bremse gelöst werden, so wird die gepresste Luft aus dem Hauptreservoir wieder über den Kolben in den Bremscylinder geleitet, der Kolben wird abwärts getrieben und die Bremse ist wieder zum Gebrauch fertig.

Sämmtliche Bremsen können sowol von der Locomotive wie einzeln in Thätigkeit gesetzt werden, sobald an dem einzelnen Fahrzeug in die Hauptleitung ein Dreiweghahn eingeschaltet wird. —

Mit den vorbeschriebenen vier Bremsen sind, wie in der „Wochenschrift“ mehrfach berichtet, Anfang August 1877 auf einer Strecke zwischen Guntershausen

und Gensungen eingehende Proben vorgenommen worden, über welche seitens des Hrn. Ober-Maschinenmeister Büte in Cassel ein ausführlicher Bericht erstattet ist. Das in Fig. 1, Taf. XX, gezeichnete Diagramm stellt die mit den einzelnen Bremsen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten erzielten Wirkungen graphisch dar. Im Uebrigen mag betreffs der Einzelheiten der Versuche und der dabei getroffenen Einrichtungen auf die Mittheilungen in No. 9 und 14 d. W. verwiesen werden.

Die Einwirkung der Bremse auf die Mitfahrenden soll im Allgemeinen günstig gewesen sein. Bei einigen Versuchen war die Abnahme der Geschwindigkeit keine gleichmässige, und fanden sanfte Bewegungen der Reisenden vor- und rückwärts statt. Bei Allen wurde kurz vor Stillstand und noch während desselben ein lebhafter Ruck gefühlt.

Welches von diesen oder etwa später auftretenden Systemen sich am besten im Betriebe bewähren wird, bei welchem die Vortheile nach Abzug aller Nachtheile, das günstigste Resultat liefern werden, kann nur eine längere Erfahrung lehren.

Einiges über den Kraftaufwand leerlaufender Walzenstrecken.

Von **E. Freytag**, Maschineningenieur der badischen Bahn.

Im Februarheft dieser Zeitschrift findet sich ein Aufsatz von R. M. Daelen „Der Dampfmangel und die Dampfersparniss in Walzwerken.“ In diesem Aufsatze ist darauf hingewiesen, dass es für die gesammte Walzwerkstechnik von dem grössten Interesse ist, über den Kraftverbrauch schwerer Walzenstrassen bei ihrem Leerlauf genaue Kenntniss zu erlangen.

Da ich nun in meiner früheren Stellung als Ingenieur im Hüttenwerke Borsigwerk O/Schl. an grösseren Walzenzugmaschinen zahlreiche Indicator-Untersuchungen gemacht habe, und mir von dem Director jenes Werkes, Hrn. Brätsch, die Veröffentlichung der dort gewonnenen Resultate hereitwilligst gestattet wurde, so hoffe ich, einiges zur Lösung oben genannter Frage beitragen zu können.

Ich glaubte anfangs, als ich das vorhandene Material für diesen Aufsatz zusammensuchte, über die Reibungscoefficienten in den verschiedenen Theilen der Walzenstrasse und ihre Abhängigkeit von dem jeweiligen Zustande der Walzenstrasse numerische Resultate zu gewinnen, da ich von drei Maschinen bei verschiedener Belastung Diagramme genommen hatte; bei näherer Bearbeitung des Materials fand ich aber, dass ich bei den einzelnen Diagrammen, (welche s. Z. einem anderen Zwecke dienten) nicht alle die Erhebungen gemacht hatte, welche zur genauen Bestimmung der Reibungsverhältnisse in den Walzenstrassen nothwendig sind. Wenn ich daher die dort gewonnenen Resultate veröffentliche, so geschieht es mehr, um meinen Fachgenossen, welche diese Arbeit aufzunehmen gedenken, einige Anhaltspunkte für ihre Experimente zu geben und einige Beispiele über den ungeheuren Kraftverbrauch leerlaufender Walzenstrassen anzuführen, als um selbst eine abgeschlossene Arbeit über diesen Gegenstand zu liefern. Nichts desto weniger lassen sich doch aus meinen Versuchen einige interessante Schlüsse ziehen.

Im Winter 1875/76 und im Frühling und Sommer 1876 wurden von mir drei Walzenstrecken mit dem Indicator untersucht.

1) Eine mittlere Grobstrecke mit vier Walzenpaaren von 497^{mm} Durchm. Sie wurde getrieben von einer Schwungradmaschine, welche 948^{mm} Durchm. und 1106^{mm} Hub hatte.

2) Eine schwere Blechstrecke bestehend aus einem Walzenpaar von 730^{mm} Durchm. und 2500^{mm} Ballenlänge. Sie wurde von einer Reversirmaschine von 1046^{mm} Durchm. bei 1570^{mm} Hub mittelst Zahnräder getrieben, welche die Umsetzung auf $^2/_3$ ins Langsame bewirken.

3) Eine schwere Grobstrecke für Universal- und schwerstes Profileisen, bestehend entweder aus einer Universalwalzenstrasse und drei profilirten Walzenpaaren oder aus vier profilirten Walzenpaaren allein. Sie wurde durch eine Maschine getrieben, welche identisch mit derjenigen ist, welche die Blechstrecke treibt, nur ist die Zahnradumsetzung hier $^3/_2$.

Die Diagramme wurden mit einem Richards'schen Indicator genommen, die Arbeitsflächen mit einem Planimeter gemessen und die Mittelwerthe aus mehreren Diagrammen in Rechnung gezogen. Die Arbeitsflächen einer Maschine variirten übrigens nicht wesentlich, wenn sie mit derselben Belastung in demselben Sinne umlief, während beim Reversiren grössere Differenzen im Kraftaufwand eintraten. Diagramme selbst lege ich nicht bei, weil sie nichts Besonderes zeigen.

Die angeführten Gewichte sind theils auf der Wage ermittelt, theils berechnet, theils geschätzt, sie sind daher nur angenähert richtig.

Den Dampfverbrauch der Maschine, für sich ohne Strasse laufend, habe ich nur ein Mal bestimmt; ich habe denselben daher nach der Formel von Völckers berechnet.

Bei den Zwillingsmaschinen wurde nur an einem Cylinder indicirt und angenommen, dass in dem anderen dieselbe Arbeit geleistet wird.

I. Kleinere Grobstrecke.

Die Maschine bewegte mit den Kuppelungsgetrieben, den Kuppelspindeln und Muffen und den vier Walzenpaaren ein Gesammtgewicht von rund 580 Centner = 29000^k.

Das ganze Gewicht ruht auf Zapfen von 305^{mm} Durchm.

Die Kuppelungsgetriebe, von denen eines natürlich die Hälfte der von der Walzenstrasse verbrauchten Kraft übertragen muss, haben einen Theilkreisdurchmesser von 497^{mm}. Da von der ohne Strasse laufenden Maschine keine Diagramme vorliegen, so berechnen wir den Reibungswiderstand der leeren Maschine nach Völckers („Taschenbuch der Hütte", S. 411) und finden:

$$r = \frac{0{,}04\,G}{d^2} + \frac{2{,}37}{d},$$

wo d den Durchmesser der Maschine in Centimeter, G das Gewicht des Schwungrades in Kilogramm und r den Reibungswiderstand der leeren Maschine in Atmosphären auf den Dampfkolben ausgedrückt bezeichnet. Hiernach ist $r = 0^k{,}114$ pro Quadratcentimeter.

Der zur Bewegung der Maschine mit der Walzenstrasse (leerlaufend) erforderliche Dampfdruck betrug bei Geschwindigkeiten von 20 bis 90 Umgängen pro Minute durchschnittlich $P = 0^k{,}34$ pro Quadratcentimeter.

Nehmen wir nun nach Pambour den Reibungscoefficienten des nutzbaren Widerstandes zu 0,14 an und bezeichnen mit q die wirksame Kolbenfläche in Quadratcentimeter, mit l den Hub der Maschine in Meter, so wird von der Arbeit $L_b = P.q.2l$, welche der Dampf während einer Umdrehung leistet, die Arbeit $L_n = \frac{(P-r)\,q\,2l}{1{,}14}$ in Meterkilogramm zur Bewegung der Walzenstrasse allein dienen.

Da nun $P - r = 0{,}34 - 0{,}114 = 0{,}226$, $q = 6970$ und $l = 1{,}105$ ist, so resultirt:

$$L_n = 3056^{mk}.$$

Die Reibungsarbeit, welche die Walzenstrasse verbraucht, wird sich zusammensetzen:

A. Aus der Zapfenreibung in den Walzenlagern und aus der Reibung in den Muffenkuppelungen, welche die benachbarten Walzenpaare mit einander verbinden.

B. Aus der Zahnflankenreibung der Kuppelungsgetriebe.

C. Aus der vom Zahndruck herrührenden Zapfenreibung in den Lagern der Kuppelungsgetriebe.

Die Reibung in den Muffenkuppelungen, d. i. die Reibung der Kuppelspindeln und Muffen unter sich und an den Walzenköpfen, lässt sich kaum nach den Abmessungen dieser Theile bestimmen, ich will sie daher der Reibung der Walzenzapfen zuschlagen, wodurch der Reibungscoefficient für die Zapfenreibung entsprechend erhöht wird. Dieser so erhöhte Reibungscoefficient, welcher mit μ bezeichnet werden soll, wird uns Aufschluss geben, ob die Walzenstrecke mehr oder weniger günstig arbeitet; er würde gleich dem Reibungscoefficienten für gewöhnliche Zapfen werden, wenn die Mittellinien beider Walzenstränge mit den Mittellinien der Kuppelungsgetriebe zusammenfallen, und wenn dann noch die Muffen an den Walzenköpfen und den Spindeln so befestigt würden, dass keine störenden Bewegungen möglich wären; er wird aber das 3 bis 4 fache dieses Minimalwerthes haben, wenn die Walzenabstände der einzelnen Walzenpaare sehr differiren und wenn die Kuppelungstheile grosse störende Bewegungen machen.

Die Zahnflankenreibung, nehmen wir an, verbrauche 0,06 der durch die Kuppelungsgetriebe übertragenen Arbeit. (Nach der Reuleaux'schen Formel

$$Pr = \pi f \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z_1}\right) {}^3\!/_4\, \varepsilon$$

berechnet, wobei $f = 0{,}20$ und $\varepsilon = 1{,}3$ angenommen ist.)

Der Zahndruck, welcher sich aus den Drucken in radialer und tangentialer Richtung zusammensetzt, soll hier nur in soweit berücksichtigt werden, als er tangential wirkt, in welchem Falle er für jedes Getriebe gleich dem übertragenen Zahndruck ist. Nehmen wir nun an, dass die Reibungsarbeiten A, B und C durch die Kräfte p_1, p_2 und p_3 überwunden werden, welche in Kilogramm ausgedrückt im Theilkreise der Kuppelungsgetriebe wirken, so ist

$$A = p_1 \,.\, 0{,}497\,\pi$$
$$B = p_2 \,.\, 0{,}497\,\pi$$
$$C = p_3 \,.\, 0{,}497\,\pi$$

in Meterkilogramm und

$$A + B + C = L_n.$$

Es ist aber:

$$p_1 = 29\,000 \,.\, {}^{305}\!/_{497}\,\mu$$
$$p_2 = p_1 \,.\, {}^{305}\!/_{497}\,\mu$$
$$p_3 = (p_1 + p_2)\,0{,}03$$
$$p_1 + p_2 + p_3 = 1{,}03 \,.\, 29\,000 \,.\, {}^{305}\!/_{497}\,\mu \left\{1 + \mu \,.\, {}^{305}\!/_{497}\right\}$$
$$L_n = 0{,}497\,\pi \,.\, 1{,}03 \,.\, 29\,000 \,.\, {}^{305}\!/_{497}\,\mu \left\{1 + \mu \,.\, {}^{305}\!/_{497}\right\}$$

daraus ergiebt sich:

$$\mu = 0{,}10.$$

II. Schwere Blechstrecke.

Auch hier besitze ich keine Indicatordiagramme der Maschine ohne Strecke, es soll daher der Reibungswiderstand der leeren Maschine nach der unter I. genannten Formel berechnet werden: danach ergiebt sich $r = 0^k{,}060$ pro Quadratcentimeter. Der zur Bewegung der Maschine mit der leeren Walzenstrasse nothwendige Dampfdruck variirte in den verschiedenen Diagrammen ziemlich bedeutend, was seinen Grund sowol in der verschiedenen Höhenstellung der Walze, über welche ich keine Notizen besitze, als auch in der Einwirkung der bewegten Massen haben mag, deren Geschwindigkeit, während ich die verschiedenen Diagramme nahm, wol nicht immer constant gewesen sein dürfte. Als mittlerer nutzbarer Dampfdruck ergab sich für jeden Cylinder: $P = 0^k{,}31$ pro Quadratcentimeter.

Nehmen wir wieder den Reibungscoefficienten des nutzbaren Widerstandes zu 0,14 an und bezeichnen mit q die wirksame Kolbenfläche, mit l den Hub der Maschine, so wird von der Arbeit $L_b = P.2q.2l$, welche der Dampf pro Umdrehung leistet, die Arbeit

$$L_n = \frac{(P-r)\,2q.2l}{1{,}14}$$

zur Bewegung der Walzenstrasse allein dienen.

Da nun $P - r = 0{,}31 - 0{,}06 = 0^k{,}25$, $q = 8460^{qcm}$ und $l = 1^m{,}57$ ist, so resultirt:

$$L_n = 11\,650^{mk}.$$

Die Belastung der Maschine ist folgende:

A. Vorgelege nebst Bruchwelle und fester Kuppelung rund 640 Centner, welche auf Zapfen von 420^{mm} Durchm. ruhen.

B. Zwei Walzen mit je $^1/_2$ Kuppelungsspindel und je einer Muffe zusammen rund 440 Centner, welche auf Zapfen von 470^{mm} Durchm. ruhen.

C. Zwei Kuppelungsgetriebe mit je $^1/_2$ Kuppelungsspindel und je einer Muffe zusammen rund 160 Centner, welche auf Zapfen von 420^{mm} Durchm. ruhen.

Die Kuppelungsgetriebe haben einen Theilkreisdurchmesser von 730^{mm}.

Während wir nun im vorhergehenden Falle die in den Muffenkuppelungen entstehende Reibung sämmtlichen Zapfen der Walzenstrassen und den Getriebezapfen aufgebürdet haben, geht dies hier nicht an, weil die Vorgelegewelle von den störenden Bewegungen der Muffenkuppelungen nicht beeinflusst wird; wir müssen vielmehr für die Reibung der Vorgelegezapfen einen Coefficienten w ä h l e n und schlagen den Kraftverlust, welcher den Muffenkuppelungen zugeschrieben werden muss, auf die Walzen- und auf die Getriebezapfen. Den Reibungscoefficienten für die Zapfenreibung der Vorgelegewelle wählen wir mit Rücksicht auf ein später im Falle III gewonnenes Resultat zu 0,07.

Wir zerlegen wieder die bei der Bewegung der Walzenstrasse mit dem Vorgelege consumirte Reibungsarbeit in ihre einzelnen Bestandtheile, denken uns jedem Theile entsprechend eine Kraft im Theilkreise der Kuppelungsgetriebe d. i. am Hebelarm $^{730}/_2{}^{mm}$ wirkend und bezeichnen mit:

p_1 die Kraft entsprechend der Reibungsarbeit der Walzenzapfen,

p_2 die Kraft entsprechend der Reibungsarbeit der Getriebezapfen vom Gewichte der Getriebe herrührend,

p_3 die Kraft entsprechend der Reibungsarbeit der Getriebezapfen vom Zahndruck herrührend,

p_4 die Kraft entsprechend dem Reibungsverlust durch die Zahnflankenreibung der Getriebe,

p_5 die Kraft entsprechend der Reibungsarbeit der Vorgelegezapfen,

p_6 die Kraft entsprechend der Reibungsarbeit zwischen den Zahnflanken des Vorgeleges und des auf der Kurbelwelle sitzenden Rades, wobei der Reibungsverlust durch die Zahnflankenreibung zu 0,03 angenommen werden soll, dann ergiebt sich:

$$p_1 = 22000 \,.\, {}^{470}/_{730}\, \mu$$
$$p_2 = 8000 \,.\, {}^{420}/_{730}\, \mu$$
$$p_3 = (p_1 + p_2)\, {}^{420}/_{730}\, \mu$$
$$p_4 = (p_1 + p_2 + p_3)\, 0{,}03$$
$$p_5 = 32000 \,.\, {}^{420}/_{730} \,.\, 0{,}07$$
$$p_6 = \left(\sum_1^5 p\right) 0{,}03$$

und

$$^2/_3 \,.\, 0{,}73\, \pi \,.\, \sum_{p_1}^{p_6} p = L_n.$$

Hierbei ist die Wirkung des Zahndruckes zwischen dem Rade auf der Kurbelwelle und dem auf der Vorgelegewelle auf die Zapfen dieser Wellen ausser Acht gelassen, weil die Räder horizontal neben einander liegen, und der Achsendruck die Lager der einen Welle belastet, während er die Lager der anderen Welle entlastet.

Rechnen wir die letzte Gleichung aus, so ergiebt sich

$$\mu = 0{,}27.$$

III. Schwere Profileisenstrecke.

Die Maschine ist die nämliche wie die unter II, nur treibt sie die Walzenstrasse mittelst eines Zahnradvorgeleges von der Umsetzung $^3/_2$ ins Schnelle.

Ueber den Kraftverbrauch der Maschine mit dem Vorgelege aber ohne Walzenstrasse liegen mir Diagramme vor, welche einen mittleren Dampfdruck von $0^k{,}125$ pro Quadratcentimeter nachweisen. Berechnen wir nun den Kraftverbrauch der Maschine ohne Vorgelege nach der unter I. und II. angewandten Formel, so ist $r = 0^k{,}072$ pro Quadratcentimeter. Für die Bewegung des Vorgeleges, welches rund 380 Centner wiegt, sind also brutto $0^k{,}053$ pro Quadratcentimeter Kolbenfläche vorhanden. Nehmen wir nun wie früher den Reibungscoefficienten der nutzbaren Reibung für die Maschine zu 0,14 und den Verlust durch die Zahnflankenreibung zwischen dem Rade auf der Kurbelwelle und dem auf der Vorgelegewelle zu 0,03 an; erinnern wir uns ferner, dass die Vorgelegewelle auf Zapfen von 386^{mm} Durchm. ruht, so ist der zur Ueberwindung der Zapfenreibung im Vorgelege verbrauchte Nettodampfdruck

$$\frac{0{,}053}{1{,}14 \,.\, 1{,}03} = 0^k{,}045$$

und wenn μ_0 den Reibungscoefficienten der Zapfenreibung im Vorgelege bedeutet, ist:

$$0{,}045 \,.\, 16\,920 \,.\, 2 \,.\, 1{,}57 = {}^3/_2 \,.\, 19000 \,.\, 0{,}386\, \pi \,.\, \mu_0.$$

Daraus ergiebt sich

$$\mu_0 = 0{,}07.$$

Dieser Coefficient ist schon unter II. verwendet.

Die Maschine zog, als ich sie mit dem Indicator untersuchte, das eine Mal eine Universalwalzenstrasse und an diese gekuppelt drei Paar Flacheisenwalzen, das andere Mal vier Paar Profileisenwalzen für 300^{mm} hohes **I**-Eisen. Ich will den ersten Fall unter A., den zweiten unter B. behandeln.

A. Das Gesammtgewicht der Walzen mit Zubehör betrug rund 680 Ctnr.; sämmtliche Walzen hatten Zapfen von 305^{mm} Durchm.; der Theilkreisdurchmesser der Getriebe war 550^{mm}, dagegen der Abstand der letzten drei Walzenpaare ungefähr 500^{mm}. Zerlegen wir wieder die in der Walzenstrasse consumirte Reibung in ihre einzelnen Theile, denken uns jedem Theile entsprechend eine Kraft im Theilkreise der Kuppelungsgetriebe d. i. am Hebelarm $^{550}/_2{}^{mm}$ wirkend und bezeichnen mit:

p_1 den Druck entsprechend der Reibungsarbeit der Walzenzapfen und der Getriebezapfen, soweit sie von dem Gewichte derselben herrührt,

p_2 den Druck entsprechend der Reibungsarbeit der Getriebezapfen, soweit er vom Zahndruck auf dieselben herrührt,

p_3 den Druck entsprechend der Zahnflankenreibung bei den Kuppelungsgetrieben.

Bezeichne wieder μ den Reibungscoefficienten für die Zapfenreibung, welcher die Reibung in den Muffenkuppelungen zugeschlagen ist, so wird sein:

$$p_1 = 34\,000 \,.\, {}^{305}/_{550}\, \mu$$
$$p_2 = p_1 \,.\, {}^{305}/_{550}\, \mu$$
$$p_3 = (p_1 + p_2)\, 0{,}03$$
$$(p_1 + p_2 + p_3)\, 0{,}550\, \pi \,.\, {}^{3}/_{2} = L_n$$
$$L_n = \frac{(P - r)\, 2q \,.\, 2l}{1{,}14 \,.\, 1{,}03}.$$

Der mittlere nutzbare Dampfdruck zur Bewegung dieser Massen betrug nach den Diagrammen $P = 0^k{,}60$ pro Quadratcentimeter. Da nun $r = 0^k{,}125$ ermittelt war, so ist:

$$L_n = \frac{0{,}475 \,.\, 16920 \,.\, 3{,}14}{1{,}14 \,.\, 1{,}03}$$

und

$$\mu = 0{,}36.$$

B. Das Gesammtgewicht der Walzen mit Zubehör betrug rund 800 Ctnr. bei 620^{mm} Walzenabstand und 305^{mm} Zapfendurchm.; dagegen war der Theilkreisdurchmesser der Kuppelungsgetriebe 550^{mm}.

Gelten nun genau dieselben Bezeichnungen wie unter A., so ist:

$$p_1 = 40000 \,.\, {}^{305}/_{550}\, \mu$$
$$p_2 = p_1 \,.\, {}^{305}/_{550}\, \mu$$
$$p_3 = (p_1 + p_2)\, 0{,}03$$
$$(p_1 + p_2 + p_3)\, 0{,}550\, \pi \,.\, {}^{3}/_{2} = L_n$$
$$L_n = \frac{(P - r)\, 2q \,.\, 2l}{1{,}14 \,.\, 1{,}03}.$$

Da nun der mittlere nutzbare Dampfdruck $P = 0^k{,}62$ betrug, so ist $P - r = 0^k{,}495$ und es ergiebt sich:

$$\mu = 0{,}32. \text{ —}$$

Vergleichen wir nun die in diesen vier Fällen gewonnenen Resultate, so springt zuerst der an der kleineren Grobstrecke auftretende geringe Reibungscoefficient von 10 pCt. ins Auge. Ich war anfangs selbst von der geringen Grösse desselben überrascht; er scheint aber nichts desto weniger berechtigt, wenn man berücksichtigt, dass die Maschine, als ich sie indicirte, ganz neu war, und dass die Strasse, welche ebenfalls Neuerungen erhalten hatte, von Grund aus gerichtet war; zudem waren die Kuppelungsspindeln zwischen den Walzen kurz und leicht. Ueber die Walzenabstände bei den einzelnen Paaren habe ich keine Aufzeichnungen gemacht; sie können aber nicht wesentlich differirt haben, weil die Strecke fast geräuschlos lief. Ich füge noch hinzu, dass die Strecke keineswegs für das Indiciren in Paradezustand gesetzt war, sondern dass sie schon mehrere Tage gewalzt hatte, und dass ich die Leergangsdiagramme in den Arbeitspausen nahm, wo sich die Walzenlager vollständig im Arbeitszustande befanden.

Gegenüber diesem geringen Reibungsverluste muss der grosse Kraftverlust bei der Blechwalze um so mehr befremden, als dort nur ein Walzenpaar läuft, mithin auch nur eine Kuppelung da ist, welche zu Unregelmässigkeit und Verlusten Veranlassung bietet. Ich habe auch hier keine Notizen über den Walzenabstand, wenn ich mich aber recht erinnere, so indicirte ich den Leerlauf der Strecke stets nach einer Walzung, wenn die Oberwalze wieder in ihre höchste Stellung gebracht war. Der Abstand der Walzen dürfte dann vielleicht $730 + 160 = 890^{mm}$ gewesen sein, während die Kuppelungsgetriebe nur 730^{mm} Abstand hatten. Da nun die Kuppelungsspindeln in dieser Stellung gegen einander den grössten Winkel bilden, so wird die Reibung, welche von der Kuppelung herrührt, auch bei gehobener Walze am grössten sein und sich ermässigen, je mehr die Oberwalze gesenkt wird. Dieser Umstand ist für das Arbeiten der Blechwalze von grossem Vortheil, denn in gehobener Stellung bearbeitet die Walze stets ein weisswarmes Packet von geringer Breite, während sie nach jeder Senkung sowol ein kälteres als auch ein breiteres Packet zu bearbeiten hat. Der Kraftbedarf der Walze ist daher im Allgemeinen ein grösserer, je tiefer die Oberwalze steht, und wir können für sicher annehmen, dass, wenn die Blechstrecke mit ihrer Maximalleistungsfähigkeit beansprucht wird, auch der Reibungscoefficient für die gesammte Zapfenreibung erheblich geringer sein wird als 0,27.

Was nun den Kraftbedarf der schweren Profileisenstrecke anbetrifft, so schreibe ich den hohen Reibungscoefficienten wesentlich dem Umstande zu, dass die einzelnen Walzenpaare verschiedene Walzenabstände haben. Jeder Fachmann weiss, dass es nicht möglich ist, alle Walzenpaare, welche zusammen arbeiten, auf den gleichen Walzenabständen zu halten; treffen die Differenzen in diesen Abständen vielleicht zufällig so ein, dass das erste Walzenpaar hinter den Kuppelungsgetrieben eine positive, das zweite eine negative, das dritte wieder eine positive und das vierte wieder eine negative Differenz gegen den Abstand der Kuppelungsgetriebe zeigt, so wird die Reibung in den Kuppelungen eine weit höhere sein, als wenn die Differenzen mit gleichen Zeichen auf einander folgen. Den Beweis dafür, dass ein solcher Zustand in Fall III. A. eingetreten ist, liefert Fall III. B.; dort war der Abstand der Walzenpaare bei allen vier Paaren 620^{mm}, denn die Walzen waren neu. Obgleich nun die Abweichung des Walzenabstandes von dem der Getriebe beträchtlicher ist als im Falle A., obgleich ferner die Walzenbunde bei **I**-Eisen-Walzen öfter auf einander laufen, so ist doch der Gesammtreibungscoefficient im Falle B. kleiner als im Falle *A*.

Wie nun Fall I. zeigt, dass die Reibung einer Walzenstrasse unter günstigen Umständen immerhin eine geringe ist, so illustrirt Fall III., wo übrigens die Walzenständer und das Walzenbett mit derselben Sorgfalt wie bei I. hergestellt und die Ständer nach jedem Walzenwechsel mittelst gehobelter und gezeichneter Stahlkeile adjustirt werden, dass die Reibung einer Walzenstrecke auch ohne besondere Fehler im Bau oder Betriebe ganz erheblich werden kann. Die Wahr-

scheinlichkeit aber, dass die Reibung einer Walzenstrasse so sehr wächst, steigt mit der Zahl der Walzenpaare, welche hinter einander liegen.

Der Kraftverbrauch der drei indicirten Walzenstrecken beim Leerlauf beziffert sich bei der schwächeren Grobstrecke für $0^k,34$ Dampfdruck und 90 Umgängen pro Minute auf 105 indicirte Pferdest. Der Kraftverbrauch der beiden grossen Strecken beträgt bei der leeren Blechstrecke für $0^k,31$ 165 Pferdest.; bei der leeren Profileisenstrecke bei $0^k,6$ Druck 142 Pferdest., wobei angenommen ist, dass beide Strassen 30 Umdrehungen machen, was auch bei schweren Stücken zutrifft.

Bei der höchsten von mir beobachteten Arbeitsleistung aller drei Maschinen betrug der mittlere nutzbare Dampfdruck $1^k,8$ bis $2^k,0$ pro Quadratcentimeter; mithin würde das Maximum der Nutzleistung die Leerarbeit übersteigen:

bei der kleinen Grobstrecke um das 4fache der letzteren
„ „ Blechstrecke „ „ $4^1/_2$ „ „ „
„ „ Profileisenstrecke „ „ 2 „ „ „

Berücksichtigen wir aber, dass bei der kleinen Grobstrecke der geringe Dampfverbrauch nur durch die ausnahmsweise gute Lage der Strasse bedingt war und berechnen, wie gross derselbe sein würde, wenn μ nicht 0,10, sondern 0,25 sein würde, so ist:

$$P - r = 0{,}608$$
$$r = 0{,}114$$
$$p = 0^k{,}722 \text{ pro Quadratcentimeter}$$

und bei der so erhöhten Reibung braucht die Strecke zum Leerbetrieb statt 105 jetzt 220 indicirte Pferdestärken. —

Wir haben jetzt den Kraftverbrauch der Walzenstrasse betrachtet; um nun zu finden, wie sich der Kraftverbrauch der Dampfmaschine gestaltet, stellen wir uns die Aufgabe, eine vorhandene dampffressende Walzenzugmaschine durch eine Expansionsmaschine zu ersetzen. Um einen bestimmten Fall zu behandeln und später nöthigenfalls die Constanten zur Hand zu haben, soll angenommen werden, dass die Maschine 800^{mm} Cylinderdurchm., 1000^{mm} Hub und ein Schwungrad von 20000^k habe. Der Maschine stehe Dampf von 6 Atm. absoluter Maximalspannung zur Verfügung, sie arbeite aber stets mit 0,8 Füllung, weshalb gewöhnlich die Dampfspannung durch das Drosselventil bis auf 4 Atm. absoluten Druck erniedrigt werden muss. Condensation soll ausgeschlossen sein.

Diese vorhandene Maschine, welche wir mit I bezeichnen, soll ersetzt werden durch die Maschine II mit Meyer'scher Steuerung, welche im Mittel mit 0,4 Füllung arbeitet, oder durch die Maschine III mit präciser Steuerung (Corliss- oder Ventilsteuerung), welche im Mittel mit 0,2 Füllung arbeitet.

Wenn auch die Dampfleitung Dampf von 6 Atm. Maximalspannung liefert, so wird diese nicht immer zur Verfügung stehen; wir berechnen daher unsere Maschinen für den mittleren Dampfdruck von 5 Atm., und zwar wählen wir die Formeln von Zeuner und Völckers wie sie das „Taschenbuch“ S. 410 u. 411 liefert; so ist

$$N = \frac{u F l}{225000} p_n \quad \text{für alle drei Maschinen,}$$

$$p_n = \frac{f p_i - 0{,}977\, p_{ii} - r}{1 + \mu} \quad \text{für die Maschinen I und II,}$$

$$p_n = \frac{f p_i - 0{,}994\, p_{ii} - r}{1 + \mu} \quad \text{für die Maschiue III.}$$

Die Bezeichnungen sowie die Constanten entnehmen wir der vorstehenden Quelle, uur für p_{ii} und für r müssen Anuahmen gemacht werden.

Wir wollen annehmen:

für die Maschine	p_{ii}	r
I . . .	1,15 Atm. . . .	0,13 Atm.
II . . .	1,15 „ . . .	0,13 „
III . . .	1,10 „ . . .	0,09 „

Bezeichne nun für alle drei Maschinen P den mittleren nutzbaren Dampfdruck, V das Cylindervolumen in Cubikmeter und S den Dampfverbrauch pro Hub, während der Zeiger 1, 2 oder 3 angiebt, auf welche Maschine sich eine Angabe bezieht, so ist:

$$P_1 = \frac{0{,}956 \,.\, 4 - 0{,}977 \,.\, 1{,}15 - 0{,}13}{1{,}14} = 2{,}25 \text{ Atm.}$$

$$P_2 = \frac{0{,}737 \,.\, 5 - 0{,}977 \,.\, 1{,}15 - 0{,}13}{1{,}14} = 2{,}13 \text{ Atm.}$$

$$P_3 = \frac{0{,}495 \,.\, 5 - 0{,}994 \,.\, 1{,}10 - 0{,}09}{1{,}14} = 1{,}13 \text{ Atm.}$$

Da nun alle drei Maschinen dasselbe leisten sollen, also N und u constant sind, so müssen sich die Volumen der Dampfcylinder V_1, V_2 und V_3 zu einander umgekehrt verhalten wie die mittleren Dampfdrucke, d. i.

$$V_1 : V_2 : V_3 = \frac{1}{P_1} : \frac{1}{P_2} : \frac{1}{P_3}$$

setzen wir $V_1 = 1$, dann ist:

$$V_1 = 1$$
$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{2{,}25}{2{,}13} = 1{,}06$$
$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{P_1}{P_3} = \frac{2{,}25}{1{,}13} = 2{,}00.$$

Der Dampfverbrauch beträgt pro Hub in Cubikmeter

$$S_1 = 0{,}85\, V_1$$
$$S_2 = 0{,}45\, V_2$$
$$S_3 = 0{,}215\, V_3,$$

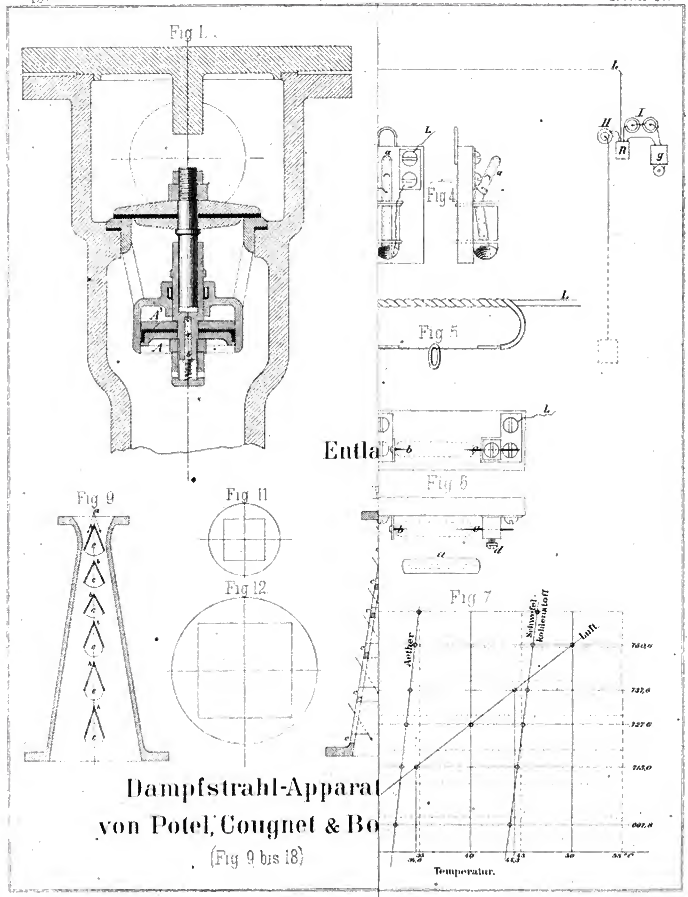
oder in Kilogramm

$$2{,}111 \,.\, 0{,}85\, V_1$$
$$2{,}588 \,.\, 0{,}45\, V_2$$
$$2{,}588 \,.\, 0{,}215\, V_3.$$

Setzen wir jetzt $S_1 = 100^k$, dann ist

$$S_1 = 100^k$$
$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{2{,}588 \,.\, 0{,}45 \,.\, 100\, V_2}{2{,}111 \,.\, 0{,}85\, V_1} = 69^k$$
$$\frac{S_3}{S_1} = \frac{2{,}588 \,.\, 0{,}215 \,.\, 100\, V_3}{2{,}111 \,.\, 0{,}85\, V_1} = 62^k.$$

Der Gewinn der Maschinen II und III gegen die Maschine I würde sich uoch steigern, wenn weniger geleistet werden soll, wenn also der Dampf bei Maschiue I noch mehr gedrosselt würde, während er in II und III mit höherer Expansiou arbeitet; er wird sich aber vermindern, sobald mehr zu leisten ist. Es ist eine Thatsache, welche sich iu der ganzen Mechanik



Dampfstrahl-Apparat
von Potel, Cougnet & Bo
(Fig 9 bis 18)



zeigt, der aber in der Technik noch nicht genug Rechnung getragen wird, dass man für eine stets gleiche Arbeitsleistung auch einen billigen Motor haben kann, dass aber in jedem Falle, wo der Kraftbedarf schwankt, der Betrieb theuer werden muss. Dieser Grundsatz für Walzwerke angewandt heisst:

1) Alle Strecken, welche stets demselben Zwecke dienen, können und sollen ökonomisch arbeiten.

2) Alle Strecken mit ausgedehntem Arbeitsfeld, d. i. solche, welche aus kaufmännischen Rücksichten mit verschiedener Kraft und Geschwindigkeit und auch mit verschieden starken Walzen arbeiten müssen, können im Ganzen nicht ökonomisch betrieben werden; es kann bei ihnen nur erreicht werden, dass die Strecke diejenige Arbeit, welche sie am häufigsten ausführen muss, am vortheilhaftesten leistet. —

Der Vergleich der als Beispiel für den Dampfverbrauch angezogenen Maschinen I, II und III in Verbindung mit den Resultaten der Indicatorversuche giebt ein treffendes Bild, wo bei Walzenstrecken mit Erfolg gespart werden kann.

Wir haben auf der einen Seite, indem wir eine notorisch Dampf vergeudende Maschine mit einer guten Steuerung versahen, 31 bis 38 pCt. Dampf gespart; wäre aber statt des vorausgesetzten Dampffressers schon eine Maschine vorhanden gewesen, welche mit mässiger Expansion und Compression arbeitet, so würde auch durch Anwendung des Woolf'schen Systems oder des raffinirtesten Steuerungsmechanismus kaum eine höhere Durchschnittsersparniss als 15 pCt. erzielt werden können, welche zum Theil wieder durch Verzinsung des erhöhten Anlagecapitals und durch vermehrte Reparaturkosten verzehrt würde.

Auf der anderen Seite zeigen die Indicatorversuche bei der kleineren Grobstrecke, dass der Gesammtreibungscoefficient einer gut gelagerten Walzenstrasse bis auf 0,10 herabgehen kann, während sie bei den schweren Strassen Reibungscoefficienten von 0,27 bis 0,36 nachweisen.

Wenn nun auch angenommen werden muss, dass die Reibung in diesen Strassen erheblich geringer sein würde, wenn die Durchmesser der Walzen und die der Kuppelungsgetriebe weniger differirten*), so dürfte doch wol der Gesammtreibungscoefficient der meisten Walzenstrassen, welche aus mehreren Walzenpaaren bestehen, und die schon längere Zeit im Betriebe sind, zwischen 0,20 und 0,30 liegen. Hätte nun z. B. die indicirte kleine Grobstrecke einen Reibungscoefficienten von 0,25 statt von 0,10, so würde der zur Bewegung der Strasse allein erforderliche Dampfdruck $0^k{,}608$ pro Quadratcentimeter betragen, während er in Wirklichkeit nur $0^k{,}226$ betrug; wenn daher die Walzenstrasse aus dem ungünstigen in den günstigen Zustand übergeführt wird, so ergiebt sich für sie eine Ersparniss an Betriebskraft von 63 pCt.

*) Zufälliger Weise habe ich an der schweren Profileisenstrecke nie Diagramme genommen, wenn sie mit Walzenpaaren arbeitete, welche denselben Durchmesser hatten wie die Kuppelungsgetriebe.

Dieser Gewinn könnte vielleicht noch gesteigert werden, wenn es möglich wäre, das Gewicht der Walzen und Kuppelungen sowie die Durchmesser der Tragzapfen zu vermindern.

Hieraus folgt, dass man an der Maschine weniger wirksam sparen kann als an der Walzenstrasse; es folgt ferner, dass die Ersparniss, welche eine Präcisionssteuerung gegen eine gute variable Steuerung mit schleichender Schieberbewegung liefert, bei einem Walzwerke nie beträchtlich genug werden kann, um einen Umbau zu veranlassen. Wenn eine Walzenzugmaschine neu aufgestellt werden soll, so wird natürlich der ökonomische Walzwerksmann dafür sorgen, dass sie bei ihrer mittleren Leistung mit angemessener Expansion und Compression arbeitet; ob aber Schieber-, Ventil- oder eine complicirtere Präcisionssteuerung angewandt werden soll, das wird mehr von der Lage und Anordnung und hauptsächlich von der Intelligenz der zur Verfügung stehenden Maschinenführer und Maschinenbauer abhängen als von einigen Procenten Dampfersparniss.

Durchschlagend für die Oekonomie in Walzenstrecken sind folgende Punkte.

1) Die Arbeit der Strecke soll möglichst specialisirt d. i. constant sein.

2) Die Strecke soll aus möglichst wenig Walzenpaaren bestehen.

3) Das todte Gewicht der Walzenstrasse soll möglichst gering sein und auf Zapfen von möglichst geringem Durchmesser ruhen.

4) Die Axen der Walzen sollen mit den Axen der Kuppelungsgetriebe möglichst genau zusammenfallen.

5) Die Betriebsmaschine soll schnell laufen und mit variabler Expansion arbeiten. —

Und in der That ist das Bestreben der Walzwerkstechniker in der Neuzeit diesen Punkten schon in hohem Masse zugewendet, nur die Punkte 2) und 3) wurden wegen der beständig gesteigerten Production nicht immer genügend berücksichtigt. Denn wenn auch die Drucke in den Kalibern und mithin auch die Walzendurchmesser gesteigert werden müssen, so sollte der Walzwerks-Ingenieur nicht auch sofort die Tragzapfen der Walzen nach den Durchschnittsnotizen, wie sie im Kalender stehen, verstärken, er sollte vielmehr reiflich überlegen, mit welchem Minimaldurchmesser er auskommt, denn jeder Centimeter, der am Zapfendurchmesser gespart wird, entspricht einer erheblichen Dampfersparniss.

Ein Mittel, um trotz der Steigerung der Walzendurchmesser das Walzengewicht nicht zu steigern, liegt darin, dass die Walzen hohl gegossen werden; ich glaube, dass eine Höhlung von ein Drittel des Walzen- bezw. Zapfendurchmessers die Tragkraft der Walze eher erhöht als erniedrigt, weil ja das Gusseisen an seiner Oberfläche ungleich widerstandsfähiger ist als in der Mitte des Gusskörpers. —

Es giebt noch eine Streitfrage in Bezug auf die Oekonomie im Betrieb schwerer Walzenstrecken d. i.

ob dem Trio oder der Reversirstrecke mittelst Dampfumsteuerung der Vorzug gebühre. Das allgemeine Urtheil hat sich in Amerika (Alex. Holley an der Spitze) entschieden gegen die letzteren ausgesprochen, und auch auf unserem Continent scheint diese Meinung immer mehr Boden zu gewinnen, während in England für schwere Blechstrecken sowie für Stahlschienenstrecken in neuester Zeit noch von den besten Werken Reversirmaschinen aufgestellt wurden. Es sei mir gestattet, auch auf diese Frage näher einzugehen.

Um die Leistungsfähigkeit des Walzwerkes zu erhöhen und bei schweren Stücken den Rücktransport des Walzgutes über die Oberwalze zu ersparen, muss das Packet sowol beim Hin- als beim Rückgange gewalzt werden; dies geschieht beim Trio, indem dasselbe nach jedem Durchgange um den Durchmesser der Mittelwalze gehoben bezw. gesenkt wird; bei dem Reversirwalzwerke, indem nach jedem Durchgange die Maschine umgesteuert wird, worauf die Walzen im entgegengesetzten Sinne umlaufen. In beiden Fällen bedingt die erhöhte Leistung der Walzenstrecke eine Complication.

Diese Complication wird im Trio allein auf die Walzenstrasse geworfen; sie erhält grössere und schwerere Ständer, hat einen Walzenstrang mehr, die Lagerung der Walzenzapfen sowie ihre Nachstellung wird complicirter, auch wird das Auswechseln der Walzen erschwert und endlich wird auch die mechanische Aus- und Einführung des Packetes in die Kaliber (Fritz three high mill, von Alex. Holley, „Engineering“ 1874, S. 438), welche bei den neueren Trios wol selten fehlt, ziemlich verwickelter Construction.

Im zweiten Falle wird die Complication allein auf die Walzenzug-Maschine geworfen und die Strasse bleibt in ihrer ursprünglichen Einfachheit beibehalten. Die Maschine muss Zwillingsmaschine sein, sie muss ferner, da sie kein Schwungrad hat, so grosse Dampfcylinder haben, dass aussergewöhnliche Widerstände in der Strasse durch den Dampfdruck allein überwunden werden; sodann muss sie (wenn sie nicht sehr viel Dampf verbrauchen soll) eine leicht variable Expansion haben oder sie muss nach Woolf'schem System construirt sein. Endlich muss die Maschine mit einer leicht beweglichen Umsteuerung versehen sein, welche in den meisten Fällen nur durch Beiziehung von Dampf oder Wasserkraft gewonnen werden kann. Zieht man noch in Betracht, dass alle Constructionstheile der Maschine wegen der eintretenden Stösse kräftiger gehalten sein müssen als bei den Maschinen, welche nur in einem Sinne umlaufen, so ist es klar, dass die Maschine theuer und complicirt wird.

Einen scheinbaren Fehler hat noch die Reversirmaschine, der bei den meisten Walzwerksbesitzern sehr ins Gewicht fällt, der sich aber als ein grosser Vortheil herausstellt, d. i. dass die Reversirmaschine zum Betrieb eines Walzwerkes nicht gut „laut Preiscourant bestellt“ oder submittirt werden kann, sondern dass dort der Walzwerksingenieur mit dem Maschinenconstructeur in Verbindung treten muss, und hinterher ein Stück Arbeit erzielt wird, von welchem sich vorher der Preis nicht genau bestimmen liess.

Diesen Nachtheilen steht der Vortheil gegenüber, dass bei derselben Production wie beim Trio die Strasse einfach bleibt, und dass bei zu starker Belastung derselben nicht wie beim Betrieb durch eine Schwungradmaschine Brüche eintreten, sondern die Maschine einfach stehen bleibt. Die Bedienungsmannschaften sind dann genöthigt, durch Nachlassen der Schrauben den Druck in den Kalibern zu vermindern.

Hr. R. M. Daelen sucht in seinem Aufsatze nachzuweisen, dass das Reversirwalzwerk nur da mit Vortheil anzuwenden sei, wo die Bewegung des Walzenpacketes die grösste Schwierigkeit verursacht. Wäre dies richtig, so würde es wol am vortheilhaftesten sein, eine Reversirmaschine von bescheidenen Dimensionen zum Bewegen des Packetes anzustellen, die Walzarbeit aber einer gewöhnlichen Schwungradmaschine zu übertragen.

Es mag nun freilich Reversirmaschinen geben, von welchen man, wenn sie 17 bis 19 mal in der Minute umgesteuert werden, eher den Eindruck einer Destruction als einer Construction erhält; auch mag es Führer geben, welche den Dampf hauptsächlich dazu verwenden, um die Massen von 1000 Centnern nur hin und her zu schleudern. In solchen Fällen werden freilich der Dampfverbrauch, die Abnutzung und der Bruch mit einander wetteifern.

Wenn wir aber berücksichtigen, was mit Reversirwalzwerken erzielt werden kann und erzielt worden ist, so könnte es doch zweifelhaft sein, ob die Reversirmaschine in der Concurrenz mit dem Trio schon wirklich im grossen Ganzen geschlagen ist.

Bei dem regelrechten Betriebe eines Reversirwalzwerkes wird die lebendige Kraft der Walzen, wenn das Stück im Begriff ist, die Walzen zu verlassen, dazu verwendet, es gerade aus dem Bereich der Walzen zu bringen, und die Walzen kommen ohne oder nahezu ohne Gegendampf zur Ruhe. Das ist das ganze Geheimniss in der Handhabung des Reversirwalzwerkes; wird dagegen gefehlt, so wird es nie gut functioniren, arbeitet aber der Maschinenführer zusammen mit der Bedienungsmannschaft, so wird auch bei kurzen schweren Stücken, deren Einführung von Hand schwierig ist, kaum eine Umdrehung nutzlos gemacht werden. Dass eine solche Handhabung der Maschine bei jeder Arbeit möglich ist, werden mir alle Fachgenossen bezeugen, welche das Vergnügen hatten, die Reversirstrecken in Borsigwerk arbeiten zu sehen, wo man von der Blechstrecke sagen kann, dass sie wahrhaft elegant ihren Dienst thut, und doch kann der Führer dort nicht einmal beide Seiten der Strasse vollständig übersehen.

Der Vorwurf der Dampfverschwendung, welcher bei den Reversirmaschinen im Allgemeinen und besonders bei denen älteren Datums berechtigt ist, wird sich also bei gutem Betriebe weniger auf das Reversiren als auf den Mangel der Expansion beziehen; denn, da sie

nicht wohl bei einer Füllung geringer als $^3/_4$ anziehen kann, und es sich bei kurzen Stücken nicht lohnt, die Expansion zur Anwendung zu bringen, so wird nur bei einem Theile der Arbeit Expansion Platz greifen können. Aus diesem Grunde ist bei manchen Reversirmaschinen ganz auf die Expansion verzichtet; wenn aber die Steuerung mit Stephenson-Coulisse versehen ist, so tritt neben der Dampfersparniss, welche bei längeren Stücken schon beträchtlich wird, noch der Umstand auf, dass die mit der höheren Geschwindigkeit wachsende Expansion und Compression für den ruhigen Gang der Maschine sehr günstig ist.

Will man freilich mit der Reversirmaschine stets ökonomisch arbeiten, so muss man schon zum Woolf-schen System greifen, wo bei $^3/_4$ Füllung des kleinen Cylinders schon eine ausgiebige Expansion des Dampfes erzielt werden kann. Hierbei ist es aber nöthig, dass noch ein Zufluss von Kesseldampf in die Niederdruckcylinder vorgesehen ist, damit dieselben zum Anziehen mitwirken können, sobald die Hochdruckcylinder allein dazu zu schwach sind. Das Woolf'sche System (aber ohne Condensation) ist trotz seiner hohen Kosten schon vor mehreren Jahren im Kupferwalzwerke des Hrn. Heckmann in Berlin angewandt, und neuerdings bringt „Engineering" vom 31. Mai d. J. die Zeichnung einer Reversirmaschine nach demselben System, welche im vorigen Jahre auf den Eston Steel Works der Firma Bolckow, Vaughan & Co. in Betrieb gesetzt wurde und im Stande ist, in 4 Minuten vier Schienen zu walzen; und zwar dient dieser Walzenzugmaschine eine kleinere Reversirmaschine zum Aus- und Einführen der Packete in die entsprechenden Kaliber. Da nun in den letzten Jahren in England wiederholt Schienenwalzwerke mit Reversirmaschinen ausgerüstet wurden, so sollte man annehmen, dass sich die Herren Bolckow, Vaughan & Co. die Erfahrungen jener Werke zu Nutze gemacht haben, ehe sie eine so überaus kostspielige Anlage bauten. Es scheint, dass sie dabei gewisse Vortheile der Reversirstrecke über das Trio gefunden haben, welche ihnen trotz des hohen Anlagecapitals doch eine entsprechende Rente sicherten.

Eine offene Frage bleibt es noch, wie sich die Reibungsverhältnisse beim Trio gegenüber denen des Duo gestalten, und es wäre wünschenswerth, dass eingehende Versuche die Lösung derselben anbahnen.

Vermischtes.

Compound-Maschinen.

Im Aprilheft d. Z. befindet sich unter der Chiffre R. W. ein Referat über meine Broschüre „Ueber Compound-Maschinen". Die darin enthaltenen sachlichen Angriffe richten sich zuerst gegen die mathematische Richtigkeit der auf S. 7 befindlichen Gleichungen.

Es ist mir, sowie Mathematikern von Fach, denen ich die Rechnung vorlegte, nicht möglich, in diesen einfachen Gleichungen einen Fehler zu entdecken*), da die, für die Reduction derselben sowie die zur Erkennung der Abhängigkeit der einzelnen Grössen von einander, nöthigen Annahmen alle klar ausgesprochen sind.

Vielleicht hat Referent auch schon selbst seinen Irrthum eingesehen, sonst bleibt er den Beweis schuldig.

Da jedoch die Richtigkeit der Gl. 3) zugestanden wird, so ist ersteres für die folgende Betrachtung unwesentlich.

Es wird indess nur die arithmetische nicht die technische bezw. thermodynamische Richtigkeit der Gl. 3) zugegeben.

Hier sehe ich, dass ich falsch verstanden worden bin. Ich will deshalb versuchen, besonders weil Gl. 3) die Basis für sämmtliche folgende Gleichungen bildet, meine Behauptung mit Hilfe der etwas langen aber desto bestimmter lautenden Bezeichnungen, welche die mechanische Wärmetheorie eingeführt, zu beweisen, da ich annehmen darf, dass die Kenntniss derselben Gemeingut dieses Leserkreises ist.

Die bei unseren heutigen Condensations-Dampfmaschinen mit Vortheil verwendeten Spannungen geben mit dem Gegendruck ein sehr hohes Temperaturgefälle. Nimmt man den absoluten Anfangsdruck zu 6 Atm., den Gegendruck zu 0,2 Atm. und die Füllung = 1 an, so liegt der Schnitt der Druckcurve mit der Gegendrucklinie bei Annahme der Hyperbel bei 30, bei Annahme einer adiabatischen Curve, unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes und des Wassergehaltes im Dampfe, etwas früher; jedenfalls nicht unter 25. Die hierdurch begrenzte Fläche ist die zur Verfügung stehende Arbeit.

Es ist die genaue Bestimmung des Schnittes für vorliegenden Zweck auch unwesentlich, da es nur darauf ankommt zu zeigen, dass mit einer Eincylinder-Maschine sowol wie auch mit einer Compound-Maschine, die volle Ausnutzung dieser disponiblen Fläche nicht möglich ist.

Eine Eincylinder-Maschine nutzt die Fläche meistens bis 6, möglichenfalls etwas höher, aus. Die Compound-Maschine kann dieselbe, wenn der Uebergang von dem einen Cylinder in den anderen ohne Druckabnahme erfolgt, bis 12 vielleicht bis 15 ausnutzen. Diese Zahl wird bei Compound-Maschinen durch den reciproken Werth des Productes der Füllungen beider Cylinder dargestellt.

In beiden Fällen ist nun diese Arbeitsverrichtung „eine Zustandsänderung auf umkehrbarem Wege". Diese höchste Grenze der Expansion von 15, welche durch die Ausführbarkeit bedingt ist, liegt also noch etwa 10 unter der wünschenswerthen.

Viele Maschinen giebt es indess, wie z. B. oscillirende Maschinen für Räderschiffe, bei denen die Füllung in jedem der beiden Cylinder nicht kleiner als 0,5 angenommen werden darf, wenn dieselben bei der geringen Umdrehungszahl noch sicher arbeiten und angehen sollen. Hier würde die Gesammtexpansion 4 sein, und die disponible Fläche könnte also nur bis hierher ausgenutzt werden; allerdings soweit in einer durchaus vollkommenen Weise.

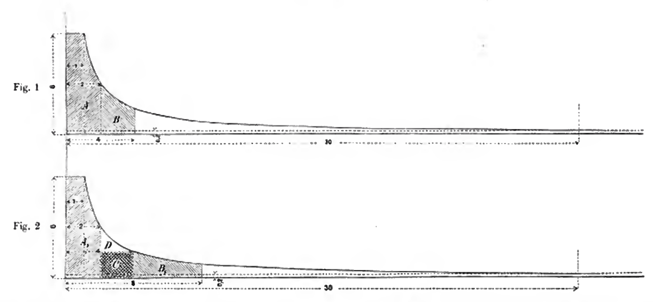
Es tritt jetzt naturgemäss die Frage doch nahe, ob nicht durch ein anderes Mittel und wäre es auch nicht so vollkommen wie das erstere, eine weitere Ausnutzung möglich sei.

Dies Mittel besteht nun in dem sprungweisen Fall der Dampfspannung im Receiver während des Ueberganges vom kleinen in den grossen Cylinder; mithin durch „eine Zustandsänderung auf nicht umkehrbarem Wege".

Dies ist aber nicht „arbeitslose Expansion des Dampfes", wie Ref. annimmt.

Hier liegt eben der Irrthum desselben, der ihn auch zu weiteren Trugschlüssen verleitet, denn während dieser sprung-

*) Zu bemerken wäre hier nur, was den Mathematikern von Fach entgangen zu sein scheint, dass in der obersten Gleichung auf S. 7 der zweite eingeklammerte Summand nicht $\frac{p}{F}(F-f)$ sondern $\frac{pv}{F}(F-f)$ heissen muss, daher die rechte Seite der Gl. 1) mit pv statt mit p zu multipliciren ist. D. Red. (R. Z.)



weisen Volumenvergrösserung wird der äussere Druck des Receiver-Dampfes, der etwa 1 Atm. beträgt, überwunden, mithin sehr wohl eine Arbeit verrichtet.

Die bei diesem Process gewonnene Arbeit ist am besten graphisch den beistehenden beiden Figuren zu entnehmen.

Dieselben stellen die Rankine'schen Diagramme zweier Compound-Maschinen dar, welche gleiche kleine Cylinder, gleiche Anfangsspannung und Gegendruck und welche beide im grossen wie im kleinen Cylinder 0,5 Füllung besitzen. Bei der ersten Maschine Fig. 1 ist indessen das Flächenverhältniss der Cylinder = 1 : 2, bei der zweiten = 1 : 4.

Wäre es statthaft, die Hyperbel als Curve anzusehen und den Gegendruck zu vernachlässigen, so würde die durch den sprungweisen Uebergang erzielte Arbeit durch das Rechteck C, Fig. 2, dargestellt sein.

Denn:

$$\text{Fläche } A = \text{Fläche } A_1$$
$$\text{Fläche } B = \text{Fläche } B_1,$$

weil

$$\int_2^4 \frac{dx}{x} = \int_4^8 \frac{dx}{x}$$

Die Einführung des Gegendruckes nun verändert das Resultat dahin, dass es eine Grenze giebt, bis zu welcher man diese „Zustandsänderung auf nicht umkehrbarem Wege" nur treiben darf, um eben das Maximum der disponiblen Fläche, bei einer durch die Verhältnisse bedingten „Zustandsänderung auf umkehrbarem Wege", für die Maschinen nutzbar zu machen.

Der Schlusssatz des Ref., dass die Leistung der Maschinen im Allgemeinen eine um so vollständigere sei, je weniger dieselbe durch den freien Fall der Dampfspannung Verlust erleide, ist deshalb nur unter der Voraussetzung richtig, dass es möglich ist, in der Annahme der Füllungen unbeschränkt zu sein, um die ganze disponible Fläche hierdurch zu erhalten. Da dies, wie ich gezeigt, nie der Fall ist, so wird man immer in dem besprochenen Verfahren ein vortreffliches Mittel haben, um die durch Expansion in den Cylindern bereits erhaltene Fläche noch um ein Bestimmtes vergrössern zu können. Von einem Verlust kann aber da nie die Rede sein, wo ein Gewinn erzielt wurde.

Dies findet sich auch auf S. 7, 9 und 10 in anderen Worten ausgesprochen, nur dass die dortigen Behauptungen dieses weitläufigen Commentars entbehren.

Der dritte sachliche Angriff richtet sich gegen eine von mir aufgestellte empirische Formel. Hier ist natürlich ein stricter Beweis nicht zu führen. Zufällig befindet sich indessen im Aprilheft 1876 d. Z. eine Abhandlung über Compound-Maschinen, welche die genauen Daten und die Diagramme von fünf dieser Maschinen giebt.

Die Verhältnisse dieser Maschinen entsprechen fast genau dem als Beweis wider mich angeführten Zahlenbeispiel des Ref. Derselbe hat also hier Gelegenheit, da der geringe Kohlenverbrauch dieser Maschinen dieselben noch heute als „gut gebaute" gelten lässt, durch eigene Prüfung sein Misstrauen gegen die Brauchbarkeit dieser Formel beseitigen zu können.

Was schliesslich die in dem Referat zuerst und mit Vorliebe geführte Bemängelung der sprachlichen Form — einer Broschüre, welche sich lediglich ein technisches Ziel gesteckt hat — anbelangt, so bedauere ich allerdings die nach der Correctur noch vorgefundenen Druckfehler. Verlüste statt Verluste ist Provinzialismus. Letzteres gilt im nördlichen Deutschland ebensowol für falsch, wie dem Ref. das erstere.

Die Anwendung von aus der Sprache des Landes, wo zuerst lebensfähige Compound-Maschinen gebaut wurden, entlehnten termini technici, wie Receiver u. s. w. scheint mir so lange geboten, bis wir von allen Fachleuten adoptirte deutsche Bezeichnungen dafür haben, die die englischen dem Sinne nach vollkommen decken.

Ob das Buch deswegen — denn die sachlichen Ausstellungen sind hinfällig — als ein in wissenschaftlicher Beziehung verfehltes bezeichnet werden muss, darüber wird ein grösseres Publicum zu entscheiden haben.

Kiel, Mai 1878.

Carl Oertling.

Dampfstrahl-Apparat mit excentralem Eintritt des Dampfes in flachen Schichten.

Von Potel, Cougnet & Bode in Hannover.

Deutsches Reichs-Patent No 473.

(Hierzu Fig. 9 bis 18, Blatt 15.)

Die neuen Strahlapparate sind auf Blatt 15 in drei verschiedenen Ausführungen dargestellt. Während bei den bisher gebräuchlichen Injectoren und Strahlapparaten der Dampf in einem einzigen, compacten, centralen Strahl in den Conus des Apparates tritt, lassen die Constructeure den Dampf niemals central, sondern entweder ganz seitlich oder überhaupt excentral und zwischen Flüssigkeitsschichten — Gase hier auch als Flüssigkeiten angesehen — zuströmen und theilen den Strahl ausserdem in dünne, breite oder ringförmige Schichten; beides, um vollkommenere Condensation zu erzielen.

Fig. 9 bis 12 zeigt einen für die verschiedensten Fälle anwendbaren Ventilator, in welchem der bei a mittelst Ventil oder Hahn in regulirter Menge zutretende Dampf durch dachförmige Einsätze b, b seitlich abgelenkt und in dünne, flache Schichten zerlegt wird. Die eingesaugte Luft tritt durch die

Oeffnungen c unter den Dächern hinzu, wie die Pfeile in Fig. 10 andeuten.

Fig. 13 bis 17 stellen einen Apparat dar, welcher zur Förderung von Wasser, Laugen, Luft u. s. w. verwendbar ist, und in welchem der bei a in regulirter Menge zutretende Dampf durch die entsprechend geformte Düse b in dünne, lamellenartige, nicht centrale Strahlen c, c von oblongem Querschnitt zerlegt wird, die allseitig von dem zu bewegenden Medium umgeben sind.

Fig. 13 und 18 geben eine Anordnung für den gleichen Zweck, nur ist hier die ringförmige Zuströmung a des Dampfes aussen und innen von dem zu fördernden Medium umgeben.

Der Betrieb des in Fig. 9 bis 12 dargestellten Apparates versteht sich von selbst. Um den in Fig. 14 bis 17 dargestellten Apparat (z. B. für Wasserförderung) in Betrieb zu setzen, öffnet man zuerst den an dem Stutzen d angesetzten Ausblashahn, sodann das Dampfventil oberhalb a. Der Dampf treibt die Luft aus dem Apparat aus. Man sperrt dann den Dampf ab, schliesst sofort auch den Ausblashahn bei d und lässt das Wasser durch e zutreten. Dasselbe strömt mit einer der erzeugten Leere proportionalen Geschwindigkeit ein, welche sich mit der durch den Dampf erzeugten summirt, nachdem unmittelbar nach dem Zuströmen der Flüssigkeit das Dampfventil wieder geöffnet worden.

Ist die Leere ein erstes Mal erzeugt, und bleibt der Apparat mit Wasser gefüllt, so braucht man später das letztere nicht jedesmal wieder anzusaugen, und es genügt zur Inbetriebsetzung nur das Oeffnen des Dampfventils.

Entlastetes Schachtpumpen-Ventil.

Von R. Daelen in Düsseldorf.

Deutsches Reichspatent No. 199.

(Hierzu Fig. 1, Blatt 15.)

Bekanntlich sind die alten Teller- oder Klappenventile mit Lederdichtung bei den praktischen Bergleuten die beliebtesten und haben auch wirklich ihre Vorzüge; aber bei der heutzutage grossen Teufe der Schächte und namentlich bei den unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen mussten dieselben wegen der grossen Auflagefläche, welche sie erfordern, damit das Dichtungsmaterial nicht so bald zerstört wird, anderen Constructionen mit Metallverschluss weichen. Doch auch die vielfachen und sinnreichen Constructionen haben bisher noch nicht den Anforderungen entsprochen; sie erfordern noch alle zu häufige und zu kostspielige Reparaturen. Wir nehmen deshalb wieder Zuflucht zu dem alten bewährten Ventil und fügen nur die Vorrichtung bei, durch welche der Ueberdruck beseitigt wird. Das in Fig. 1, Blatt 15 dargestellte gewöhnliche Teller-Druckventil wollen wir hier zu 100^{mm} Durchmesser annehmen mit einer grossen Auflagefläche von 15^{mm}, damit das Dichtungsmaterial, Leder oder Kautschuk, den hohen Druck aushalten kann. Nehme man diesen Druck zu 40 Atm. an. Da nun die obere Fläche des Ventils 132^{qcm} und die untere nur 78^{qcm},5 beträgt, so wäre theoretisch genommen hier ein Druck von 66 Atm. erforderlich, um die oberen 40 zu überwältigen. Erfahrungsgemäss ist in der Wirklichkeit der Ueberdruck nicht ganz so gross. Bleiben wir aber hier bei der Theorie, um die Grösse des Kolbens A, welcher den Ueberdruck aufheben soll, zu bestimmen, so wären dazu 54^{qcm},2 wirksame Fläche oder 84^{mm} Durchm. erforderlich. Die Wirkung des Kolbens ist jedoch nur so weit erforderlich, bis das Ventil eben gelüftet wird. Ist dies geschehen, so ist der Ueberdruck beseitigt. Der Raum A^1 über dem Kolben ist theils mit Luft, theils mit Wasser gefüllt, und es steht die Oeffnung a, welche mit einem Ventil b geschlossen ist, mit dem Pumpenraum unter dem Druckventil in Verbindung; — sobald die Pumpe anfängt zu saugen und sich hier ein Vacuum bildet, wird dasselbe auch in dem Raum A^1 entstehen. Dieser Umstand gestattet dem Kolben, bei jedem Hubwechsel das Ventil zu heben. Die ganze Vorrichtung, Ventil und Kolben, ist hier zusammenhängend in einem Gehäuse angebracht, um bei einer Reparatur durch ein Reservestück schnell ausgewechselt werden zu können. Man kann jedoch den Kolben und Cylinder auch auf einem besonderen Sitz im Ventilgehäuse anbringen, damit das Ventil allein herausgenommen werden kann.

Wir haben oben schon erwähnt, dass die jetzigen Ventile mit Metallverschluss öftere Reparaturen erfordern. Dies kommt hauptsächlich daher, dass, um den Ueberdruck möglichst zu verringern, die Dichtungsfläche auch möglichst klein genommen wird; auch hier kann man durch das beschriebene Entlastungssystem dem Uebelstand abhelfen und so diese Verbesserung noch bei anderen Pumpen, welche einen hohen Druck bei Wasser oder Luft zu überwältigen haben, anwenden.

Ueber einen neuen Feuer-Signalapparat.

Von Stanislaw Ziembiński, Director der k. k. Staatsgewerbeschule in Krakau.

(Hierzu Fig. 2 bis 8, Blatt 15.)

Seit längerer Zeit ist man bemüht, Apparate zu construiren, welche im Stande wären, ein in einem geschlossenen Raume ausbrechendes Feuer bezw. eine aussergewöhnliche Steigerung der Temperatur automatisch anzuzeigen. Von allen diesen bis jetzt vorgeschlagenen Constructionen sind die elektrischen Apparate ohne Zweifel die geeignetsten. Dieselben bestehen sämmtlich aus einer gewöhnlichen elektrischen Glocke und aus mehreren besonderen Apparaten, welche wir im Folgenden kurzweg „Wächter" nennen werden, und welche den Zweck haben, den galvanischen Strom bei einer gewissen Temperatur zu schliessen, wodurch die Glocke in Thätigkeit gesetzt und so die gefährliche Temperatur des Raumes, worin der Wächter angebracht ist, angezeigt wird. Die Construction dieser Wächter ist nun sehr verschieden. Die Hauptarten sind folgende:

1) Eine Art Quecksilber- oder Metallthermometer, bei welchem entweder das Quecksilber oder ein Metallstab oder auch ein Doppelblechstreifen durch Erwärmung ausgedehnt oder gekrümmt, einen Contactpunkt berührt, wodurch der galvanische Strom geschlossen und die Glocke in Thätigkeit gesetzt wird.

2) Apparate, in welchen das Quecksilber durch Ausdehnung der Luft, durch Wasser-, Aether- oder andere Dämpfe in einem Röhrchen gehoben und zu einem Contactpunkte getrieben wird.

3) Apparate, wo ein eisernes Gewicht an einem Ring aus einer leicht schmelzbaren Legirung aufgehängt ist, und wo nach dem Abschmelzen des Ringes das Gewicht fällt und einen Contactpunkt erreicht.

Nähere Beschreibung der auf obigen Principien beruhenden Apparate, sowie einiger anderen kann hier wol unterlassen werden,*) es sei nur bemerkt, dass

a) die meisten dieser Apparate trotz der Einfachheit des Principes viel zu complicirt und zu theuer sind, was namentlich für grössere Etablissements um so mehr ins Gewicht fällt, da in jedem abgeschlossenen Raume wenigstens ein Wächter angebracht werden muss;

b) ein jeder Wächter mittelst einer doppelten Drahtleitung mit der Glocke verbunden werden muss;

c) ein Wächter oder die Drahtleitung beschädigt oder gar zerstört werden kann, ohne dass man es bemerkt, alsdann aber die Einrichtung im Augenblicke der Gefahr versagen wird;

d) die Apparate, und zwar ein jeder Wächter besonders, oft untersucht werden müssen;

e) bei langen Drahtleitungen die Einrichtung einer starken galvanischen Batterie bedarf.

Ganz anders verhält sich die Sache bei dem neuen Apparate, welcher nicht auf dem Principe der Schliessung des Stromes, sondern umgekehrt auf dem der Unterbrechung desselben construirt ist. Die Construction dieses Apparates ist nun folgende:

*) S. „Wochenschrift des Vereines", 1877, No. 24: — „Die Sicherung von Leben und Gesundheit", officieller Bericht über die Brüsseler Ausstellung vom Sommer 1876 von F. Reichel; — „Mittheilungen über den zehnten deutschen Feuerwehrtag in Stuttgart 1877"; — „Avertisseur de l'incendie" p. Leblan.

Eine gewöhnliche elektrische Glocke ist mit der Batterie (zwei Elemente **Leclanche**) mittelst einer Art Relais (Fig. 2, Blatt 15) und mittelst einer ganz kurzen Drahtleitung derart verbunden, dass, wenn ein anderer Strom (II) durch den Spulendraht des Relais circulirt, also der Anker desselben angezogen ist, der erstere Strom I unterbrochen bleibt; wird dagegen der Strom II **unterbrochen**, so stösst der losgelassene Anker des Relais-Elektromagneten an eine Contactschraube, wodurch erst der Strom I geschlossen und **die Glocke in Thätigkeit gesetzt wird**.

Da der Anker des Elektromagneten nur äusserst leichte und geringe Bewegungen auszuführen hat, so braucht auch der Strom II ein nur sehr schwacher zu sein, selbst bei einer sehr langen Drahtleitung. Bei einem Versuche wurde ein Relais aus einer alten elektrischen Glocke gemacht und mit einem einzigen Meidinger-Element durch eine Drahtleitung verbunden, deren Widerstand dem Widerstande einer telegraphischen Drahtleitung (4^{mm} Durchm.) von der Länge von über 2^{km} gleich kam; in dem Elemente war das Zink nur etwa 3^{cm} in die Flüssigkeit getaucht, der Verbrauch an Kupfervitriol betrug nur 150^{g} in 36 Tagen, die Wirkung des Relais war aber dabei vollkommen sicher.

Daraus ist ersichtlich, dass die **Unterhaltung des Stromes II jährlich nur etwa 2 ℳ kosten kann**, selbst bei einer sehr langen Drahtleitung.

Die Unterbrechung des Stromes II soll nun durch einen in die Drahtleitung II eingeschalteten Wächter bewirkt werden, sobald die Temperatur eine gewisse feuerverdächtige Höhe, z. B. 40° C. erreicht.

Die Wächter können sehr verschieden construirt werden; in den Fig. 3 bis 6 sind in natürlicher Grösse vier verschiedene Constructionen angegeben.

In der Fig. 3 ist er ein **U**förmiges Glasröhrchen, welches an einem Ende in eine Kugel ausgeblasen ist, an dem anderen Ende aber einen kleinen Trichter trägt. In den Trichter wird ein wenig Quecksilber gebracht, an die Mündung des Trichters ein Kautschukschlauch stumpf angesetzt und ein wenig Luft aus dem Apparate ausgesogen, so dass das Quecksilber nach der Entfernung des Schlauches bis zu der Glaskugel emporsteigt. Gleich unter der Kugel ist bei *a* ein kurzer Platindraht in das Röhrchen eingeschmolzen und unter dem Blechstreifen verborgen, welcher das Röhrchen an die Unterlage befestigt. Ein anderer Platin- oder auch Eisendraht wird durch das offene Ende des Röhrchens in das Quecksilber gebracht und mit einem anderen Blechstreifen *b* leitend verbunden. Vermittelst der beiden Blechstreifen *a* und *b* kann nun der Wächter in die Drahtleitung eingeschaltet werden, in welcher der Strom II circuliren kann, so lange das Quecksilber eine leitende Verbindung zwischen den erwähnten Drähten und Blechstreifen bildet; wird aber infolge der Temperaturerhöhung die Luft in der Glaskugel so weit ausgedehnt, dass das Quecksilber unter den bei *a* eingeschmolzenen Platindraht herabgedrückt wird, so wird der Strom unterbrochen und die Glocke in Thätigkeit gesetzt.

Es versteht sich von selbst, dass die Temperatur, bei welcher diese Wirkung erfolgt (bei gegebenen Dimensionen des Wächters), von der in der Glaskugel eingeschlossenen Luftmenge abhängig ist, und dass man das Volumen der Luft der gewünschten Temperatur anpassen muss, was bei gewisser Uebung keine Schwierigkeit bietet und leicht verificirt werden kann.

Es muss aber dabei der Umstand berücksichtigt werden, dass die Wirkung dieses Wächters dem Einflusse des atmosphärischen Druckes (Barometerstand) unterworfen ist.

Bei höherem Barometerstande ist auch die Luft in der Glaskugel stärker zusammengedrückt und sie muss stärker erwärmt werden als bei geringerem atmosphärischen Druck, um das Volumen zu erhalten, bei welchem die Signalisirung erfolgt.

Um den Einfluss des atmosphärischen Druckes in bestimmten Zahlenwerthen auszudrücken, müssen wir von einem bestimmten mittleren Barometerstande ausgehen. Nehmen wir z. B. an, die mittlere Barometerhöhe eines gewissen Ortes (Krakau) ist $B = 742^{mm},6$, und es sei ein Wächter bei diesem mittleren Barometerstande auf eine Temperatur von $t = 40°$ C. eingerichtet, d. h. bei dieser Temperatur wird das Volumen der in der Glaskugel eingeschlossenen Luft eben so gross, dass die Unterbrechung des Stromes und die Signalisirung erfolgt; es fragt sich nun, bei welcher Temperatur $t_{,}$ das Luftvolumen dieselbe Grösse erreichen wird, wenn der Barometerstand $B_{,} = 752,6$ (mittleres Maximum) ist? Diese Temperatur berechnen wir wie bekannt nach dem Gesetze, dass bei gleichem Volumen die absolute Temperatur (von — 273° gerechnet) der Spannung proportional ist. Die Spannung der Luft im Apparate ist gleich dem Barometerstande weniger der Quecksilbersäule zwischen den beiden Niveaus im Röhrchen, d. h. dem Barometerstande weniger ungefähr 15^{mm} (im Augenblicke der Stromunterbrechung). Also ist die Spannung beim mittleren Barometerstande

$$p = 742,6 - 15 = 727,6,$$

beim mittleren Maximum dagegen $p_{,} = 737,6$. Folglich ist die gesuchte Temperatur:

$$t_{,} = (40 + 273)\frac{737,6}{727,6} - 273 = 44,3° \text{ C.}$$

Wir sehen also, dass, wenn der Barometerstand um 10^{mm} höher ist als der mittlere, die Temperatur, bei welcher die Signalisirung erfolgt, um 4,3° C. höher wird, und dass bei aussergewöhnlich hohen Barometerständen (in Krakau war am 17. Januar 1864 $B = 765,55$) die Signalisirungstemperatur um 9 bis 10° C. höher ausfallen kann als die mittlere. Dasselbe gilt umgekehrt für niedrigere Barometerstände.

In Fig. 7 ist das Verhältniss zwischen Spannung und Temperatur graphisch dargestellt, natürlich die Spannung $= B - 15$ gesetzt.

Daraus folgt, dass solche Apparate sich keineswegs zur Signalisirung einer ganz bestimmten Temperatur eignen, jedoch zur Signalisirung eines ausbrechenden Feuers sich gut verwenden lassen; denn, wo in einem geschlossenen Raume eine Feuersbrunst entsteht, wird dort die Temperatur so rasch steigen, dass eine Differenz von etwa 10° C. nicht wesentlich erscheinen kann; jedenfalls aber muss darauf bei Einrichtung der Wächter Rücksicht genommen werden.

Der in Fig. 4 dargestellte Wächter ist folgendermassen construirt. Ein schmales Glasröhrchen *a*, in welches nahe von dem oberen geschlossenen Ende ein Platindraht eingeschmolzen ist, wird mit Aether und Quecksilber derart gefüllt, dass der Aether nur den Raum in der oberen Spitze, oberhalb des eingeschmolzenen Drahtes einnimmt; das Röhrchen stellt man dann in ein kleines Gefäss in der Art eines kleinen und kurzen Probirglases, in welchem ein wenig Quecksilber sich befindet, und steckt in das letztere einen Platin- oder Eisendraht, welcher auf diese Weise mit dem erwähnten eingeschmolzenen Drahte durch das Quecksilber leitend verbunden wird. Man kann also den Apparat in die Drahtleitung einschalten, wo der Strom II circuliren kann, so lange der Wächter nicht einer Temperatur ausgesetzt wird, bei welcher der im obersten Theile des Röhrchens befindliche Aether verdampft; denn tritt das letztere ein, so wird das Quecksilber im Röhrchen niedergedrückt und der Strom unterbrochen.

Statt Aether können andere Flüssigkeiten benutzt werden, z. B. Schwefelkohlenstoff oder ein Gemisch aus Aether und Alkohol. Bei dem atmosphärischen Druck von 760^{mm} siedet Aether in 34,9° C., der Schwefelkohlenstoff dagegen in 46,6° C.; diese Siedepunkte ändern sich nur wenig unter dem Einflusse des Barometerstandes. In Fig. 7 sind die Druckcurven der Aether- und Schwefelkohlenstoffdämpfe verzeichnet, woraus man die Abhängigkeit der Signalisirungstemperatur von dem Barometerstande ganz deutlich ersehen und ziemlich genau abmessen kann. (Bezüglich der Spannung gilt dasselbe, was oben bei dem Luftapparate gesagt wurde.)

Aus dieser Figur entnehmen wir folgende Data:

Signalisirungstemperatur:			Barometerstand in Krakau:	
Luft-apparat	Aether-apparat	Schwefelkohl.-apparat	in Millimeter	
49,9	34,6	46,3° C.	765,55	am 17. Januar 1864.
44,3	34,0	45,7	752,6	mittler. Maxim. } aus 50 Jahren.
40,0	33,7	45,3	742,6	Mittelstand } aus 50 Jahren.
34,6	33,3	44,7	730,0	mittler. Minim. } aus 50 Jahren.
27,4	32,6	44,0	713,2	am 29. März 1864.

Aus dieser Zusammenstellung geht hervor, dass die Luftapparate, welche bei mittlerem Barometerstande (in Krakau) auf 40° C. eingerichtet sind, bei einem minimalen Stande, welcher in 50 Jahren einmal vorgekommen ist, schon bei 27,4° C. alarmiren. Sollte also der Wächter für eine Localität bestimmt werden, in welcher die **normale** Temperatur bis zu dieser Höhe steigen kann, so müsste er bei mittlerem Barometerstande auf eine höhere Temperatur eingerichtet werden als 40° C., wenn kein falscher Alarm gegeben werden soll. Dieses Beispiel wird wol genügen, um die Aufmerksamkeit des Lesers auf die Wichtigkeit des Umstandes zu lenken, dass die Wächter den localen Verhältnissen gemäss eingerichtet werden müssen, und dass das Anpassen für einen gebildeten Techniker keine Schwierigkeit bietet.

Es braucht kaum erwähnt zu werden, dass man bei den Apparaten Fig. 3 ebenfalls in die Glaskugel etwas Aether oder andere Flüssigkeit einführen, und dass man die Apparate Fig. 4 für Luft einrichten kann, indem man das obere Ende des Röhrchens in eine Kugel ausbläst.

Die Leistungsfähigkeit der eben beschriebenen Apparate ist von allen sonstigen Aeusserlichkeiten unabhängig, und es lässt sich auch keine **zufällige** Beschädigung derselben denken, welche nicht die Unterbrechung des Stromes zur Folge hätte; wird z. B. einer der Apparate zerschlagen, so fällt das Quecksilber (wenigstens bis zum Ausgleichen der beiden Niveaus), wodurch der Strom unterbrochen, die Glocke in Thätigkeit gesetzt und also das Alarmsignal gegeben wird; das Läuten dauert so lange, bis die Einrichtung in Ordnung gebracht wird.

Es ist auch selbstverständlich, dass eine Unterbrechung (Zerstörung) der Leitung II die Signalisirung zur Folge hat.

Schaltet man daher in die Leitung an verschiedenen Punkten kleine Stücke leicht schmelzbaren Drahtes oder schmale Blechstreifen, so werden diese bei erhöhter Temperatur geschmolzen und der Strom wird unterbrochen.

Auf diese Weise kommt man zu der Construction Fig. 5. Hier ist der Draht der Leitung II einfach zerschnitten, die Schnittenden werden (ohne sie von der Isolirbekleidung zu entblössen) in einander gedreht, so dass sie wieder mit einander (aber nicht leitend) verbunden werden, und dass nur kurze Endstücke frei bleiben. Diese frei gebliebene Enden entblösst man von der Isolirhülle und verbindet sie leitend mit einander mittelst eines leicht schmelzbaren Drahtes oder Streifchens, welches man mittelst Bindfaden anbindet. Auf diese Weise ist der leicht schmelzbare Draht keiner Spannung ausgesetzt und kann ein wenig von der Wand entfernt werden, was die Einwirkung der Wärme erleichtert.

Von den leichtflüssigen Legirungen wäre hier die **Lipowitz**'sche (3 Th. Cadmium, 4 Th. Zinn, 15 Th. Wismuth und 8 Th. Blei), welche bei 63° C. schmilzt, anwendbar. Da aber diese Legirung beim Schmelzen sich leicht oxydirt und eine zusammenhängende metallische Asche bildet, welche in dem letztbeschriebenen Apparate eine leitende Verbindung trotz des Abschmelzens der Legirung bilden könnte, so thut man gut, wenn man an dem Legirungsdrahte einen kleinen Drahtring anhängt, welcher durch sein Gewicht den Zusammenhang des geschmolzenen Drahtes sofort unterbricht.

Wollte man den Apparat bei einer niedrigeren Temperatur wirksam machen, z. B. bei der Temperatur des Schmelzens von Wachs, Paraffin oder Stearin, so bildet man aus diesen Stoffen dünne Kerzchen, in welchen Quecksilber die Stelle der Dochte einnimmt, und steckt die Drahtenden der Schleife derart in ein solches Kerzchen, dass sie in das Quecksilber eindringen. Schmilzt das Kerzchen, so fällt das Quecksilber herunter und der Strom wird unterbrochen. Da aber die Anbringung des Kerzchens an diesem Apparate nicht bequem geschehen könnte, so ist es besser den Wächter für diesen Fall nach Fig. 6 einzurichten.

In dieser Figur ist *a* das oben beschriebene Kerzchen, welches in den Wächter dadurch eingeschaltet wird, dass man es zuerst auf die eiserne Nadel *b* einsteckt, dann die Nadel *c* hineinbringt und letztere mit der Schraube *d* befestigt. Die Enden des Kerzchens erwärmt man vorher ein wenig, damit sie beim Einstechen der Nadel nicht springen.

Bei allen oben beschriebenen Apparaten, so wie es übrigens bei den älteren der Fall war, kann die Glocke auch mittelst eines Tasters in Thätigkeit gesetzt, oder die Glocke als Thor- oder Büreauglocke zum Rufen der Diener benutzt werden. Mittelst dieses Tasters wird auch eine leichte Controle der ganzen Einrichtung ermöglicht.

Die Glocke kann unmittelbar bei einem Feuerwehrposten angebracht werden, was etwa für Bibliotheken, Museen u. dergl. wichtig wäre, und was um so leichter geschehen kann, da wie gesagt die Relaisbatterie selbst bei grossen Entfernungen ganz klein zu sein braucht, auf die Glockenbatterie aber ist die Entfernung der Wächter von der Glocke ohne Einfluss.

Eine Zusammenstellung der ganzen Einrichtung ist in Fig. 8 dargestellt:

W, *W* sind die Wächter, in jedem besonderen Raume wenigstens ein Stück möglichst hoch (unter der Decke) an der Wand angebracht; wenn nöthig, mit Schutzgitter gegen Beschädigung versichert; die Oeffnungen der Gefässe mit Baumwolle zum Schutz gegen Staub verstopft.

s Taster zum beliebigen Unterbrechen des Stromes.

L, *L* die Hauptleitung.

E, *E* Erdplatten, welche jedoch nur bei grösseren Entfernungen benutzt werden.

I Glockenbatterie. *II* Relaisbatterie. *G* Glocke. *R* Relais.

Sollte die Einrichtung für ein grösseres Etablissement verwendet werden, so wäre es nöthig sie so zu treffen, dass im Falle der Signalisirung zugleich der Ort der Gefahr angegeben würde. Dies kann offenbar mittelst der in Hôtels üblichen Anordnung geschehen; eine jede Nummer des Zifferblattes muss aber mit einem besonderen Relais verbunden werden, wogegen eine Glocke für die ganze Anlage ausreicht.

Abschätzung der an Gebäuden durch den Bergbau verursachten Schäden.

Zur Richtigstellung der Urheberschaft der im Juniheft, S. 280 mitgetheilten Grundsätze für die Entschädigung durch den Bergbau zu Bruch gebauter Gebäude möge der nachstehende Schriftwechsel einen Beitrag liefern.

Saarbrücken, 29. Juli 1878.

Verehrter Herr **Dihm**!

Durch Zufall habe ich Kenntniss eines von Ihnen im Pfalz-Saarbrücker Ingenieurverein über die Höhe der Entschädigung für die durch den Grubenbau zu Bruch gebrachten Gebäude gehaltenen Vortrages erhalten und liegt mir augenblicklich auch die betreffende Veröffentlichung in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vor.

Die von Ihnen gegebenen Ermittelungen und Formeln sind, abgesehen von einigen Buchstabenänderungen, genau die von mir in dem Gutachten in der W.'schen Processsache niedergelegten, deren Priorität in Bezug auf die Minderwerthsschätzung von gerissenen Gebäuden ich beanspruche.

Da mir nun Ihre Publication in sofern unverständlich ist, als dieselbe den Glauben erregt, dass Sie der Autor der betreffenden Formeln u. s. w. seien, so bitte ich Sie um gefällige ausreichende Erklärung in dieser Angelegenheit, welcher ich binnen 8 Tagen entgegensehe, widrigenfalls ich die Sache zur öffentlichen Besprechung bringen müsste.

Ergebenst

Schnebel,
Eisenbahn-Baumeister.

Saarbr., 30. Juli 1878.

Herrn Eisenbahn-Baumeister **Schnebel**,
Saarbrücken.

Auf Ihr gestriges Schreiben beehre ich mich, Ihnen Folgendes mitzutheilen.

In meiner Besprechung des qu. Themas im hies. Zweigverein deutscher Ingenieure, in welcher Hr. E. W. gegenwärtig war, habe ich erklärt, dass die betreffenden Formeln dem Gutachten des W.'schen Processes entnommen seien.

Dass Sie der intellectuelle Urheber unter den drei Herren Experten seien, erfahre ich eben erst durch Ihr Schreiben, ich würde sonst sehr gern Ihren Namen genannt haben.

Dass ferner die Veröffentlichung in der Monatsschrift erfolgte, anstatt dem gewöhnlichen Usus entsprechend in der hauptsächlich für die Mitglieder bestimmten Wochenschrift, lag ausser meinem Zuthun.

Es thut mir leid, dass Sie sich durch mich in dieser Angelegenheit beeinträchtigt sehen, und bin ich gern bereit, Ihre Priorität, nachdem sie mir bekannt geworden, öffentlich anzuerkennen. Es könnte dies durch Publication Ihres Schreibens von gestern und dieser meiner Antwort in derselben Zeitschrift geschehen.

Wenn Sie diese Erklärungen als die gewünschten ausreichenden ansehen, so bitte ich um gefällige Mittheilung.

Ergebenst
Dihm.

Technische Literatur.

Eisenbahnwesen.

Zur Frage über den Bau von Local- (Secundär-) Eisenbahnen. 120 S. Danzig, 1877. A. W. Kafemann. —

In der vorliegenden Broschüre giebt der preussische Abgeordnete Rickert zunächst die Gesichtspunkte an, welche zu dem Bau von Bahnen minderer Ordnung geführt haben, setzt die Vortheile auseinander, welche sich von ihnen erwarten lassen und die Bedingungen, unter welchen sie erbaut und betrieben werden müssen. Den Hauptinhalt bildet indessen eine reichhaltige Zusammenstellung von Documenten über solche Eisenbahnen in den verschiedensten Gegenden Deutschlands auch Frankreichs, welche in ihrer Gesammtheit und Vielseitigkeit ein äusserst interessantes und lehrreiches Material für das Studium dieser Frage bilden. R. Z.

Bergwesen.

Anleitung zum Gebrauche des Erdbohrers. Von A. Fauck. Mit 10 lithographirten Tafeln. 75 S. (Preis 6 *M*). Leipzig, 1877. Arthur Felix. —

Der als gewiegter und erfahrener Bohringenieur weitbekannte Verfasser hat in dem vorliegenden Buche aus der Praxis seines Berufes das zusammengestellt, was dem nicht specialistischen Techniker wie auch dem Laien ein übersichtliches Bild über die Bohrtechnik überhaupt, ihre Mittel, Zwecke und Resultate bieten kann. Die Auswahl dessen, was dem Leser, und die Form, in der es ihm vorzuführen war, erscheint als eine wohl überlegte, wenn auch nach unserer Ansicht einiges Aeltere gegen die neueren Verfahren noch mehr hätte in den Hintergrund treten können.

Seinem Inhalte nach zerfällt das Werkchen in fünf Abschnitte, deren erster die Bohrwerkzeuge für drehendes und stossendes Bohren sowie die Freifallinstrumente behandelt; der zweite bespricht die Hilfswerkzeuge, zur Verröhrung, zur Erweiterung der Bohrlöcher und die Fangapparate, der dritte die verschiedenen Arten der Bohrthürme. Zur eigentlichen Technik des Bohrens übergehend bringt dann der vierte Abschnitt den Bohrbetrieb und der letztere die Unfälle bei demselben und die Mittel zur Beseitigung derselben.

Bei jeder Bohrmethode werden die damit gemachten Erfahrungen theils angegeben, theils angedeutet, ihre Anwendbarkeit für bestimmte Verhältnisse abgeleitet, so dass das Buch, dessen recht verständliche Darstellungsweise durch passende Zeichnungen unterstützt wird, seinem Zwecke recht wohl entsprechen dürfte. R. Z.

Maschinenbau.

Bemerkungen zu F. Reuleaux's Kinematik über die Frage: Ist Reibung eine Kraft oder ein Widerstand? Von Th. Beck. 18 S. 8. (Preis: 40 Pf.) Darmstadt, 1876. L. Brill. —

Es hat mehrere Jahre gewährt, dass die Reuleaux-schen neuen kinematischen Anschauungen durch die Literatur und vom Katheder herab bekannt geworden waren, ohne dass sich Mitarbeiter auf diesem neuen Felde der Maschinenwissenschaften fanden. Seitdem jedoch das Buch Reuleaux's „Theoretische Kinematik“ erschienen ist, in welchem die neue Lehre im Zusammenhange und grosser Ausführlichkeit behandelt wurde, zeigt sich Rührigkeit in der technischen Schriftstellerei auf diesem neuen Gebiete, die mit Freuden zu begrüssen ist, da sie zur Befestigung und Läuterung der in ihrer Wichtigkeit noch lange nicht überall erkannten Kinematik so wesentlich beiträgt.

Der Verfasser des vorliegenden Schriftchens, welches übrigens nur eine bestimmte Frage zur Untersuchung herbeizieht, hat bereits zum Oefteren specielle Anschauungen Reuleaux's im „Civilingenieur“ einer eingehenden Kritik unterzogen. L.

Erläuterungen und Zusätze zu F. Reuleaux's Kinematik. In gedrängter Kürze aufgestellt von M. Niemann. Mit einer Figurentafel. 24 S. Berlin, 1877. Mayer & Müller. —

Auch diese kleine Broschüre behandelt, wie die vorstehende, die neue kinematische Lehre nach einigen für sie aufgestellten Begriffen und sucht die Reuleaux'schen Grundanschauungen theils zu berichtigen, theils zu erweitern, ohne auf specielle Capitel der Mechanismenlehre besonders einzugehen. L.

Verschiedenes.

Feuer-Telegraphen, Vortrag, gehalten in der Gesellschaft der Telegraphen-Ingenieure in London von R. v. Fischer-Treuenfeld. Aus dem Englischen übersetzt von G. & F. Kitzinger. Mit 6 Holzschnitten und 3 lithogr. Plänen, Tabellen u. s. w. 70 S. (Preis 1,80 *M*). Stuttgart, 1877. W. Kitzinger. —

Zweck des angeführten Vortrages, dessen deutsche Uebersetzung ein Bändchen der „Deutschen Feuerwehr-Bibliothek“ bildet, ist der Nachweis, dass in einer Stadt, welche mit einem ausgedehnten System von Feuertelegraphen versehen ist, die Zahl der grossen Brände ein viel geringeres Verhältniss zur Gesammtzahl der Brände einnimmt. Der Verfasser hat das hierzu erforderliche Material mit grossem Fleisse gesammelt und übersichtlich zusammengestellt; die eingehendere Beschreibung der betreffenden Anlagen in einigen Städten mit zugehörigen Plänen, giebt ein Bild solcher Einrichtungen und die Beschreibung der Apparate zeigt die einfache Handhabung derselben. R. Z.

Skizzenbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur. Ein Hilfsbuch für Maschinentechniker aller Branchen sowie für Schüler technischer Lehranstalten. Herausgegeben von W. H. Uhland, Ingenieur u. s. w. in Leipzig. Heft 1 und 2. 8 S. Text mit 24 Tafeln. (Preis pro Heft 1 *M*). Leipzig, 1877. Baumgärtner. —

Der durch seine mannigfachen Publicationen in der technischen Literatur sehr bekannte Verfasser hat in dem vorliegenden Unternehmen gewiss etwas sehr Zweckmässiges begonnen, indem er dem construirenden Maschinentechniker in übersichtlicher Weise, von kurzem erläuternden Texte begleitet, eine „Auswahl von Zeichnungen ausgeführter Constructionsdetails aus allen Branchen des Maschinenbaues, sowie Skizzen allgemein interessanter Apparate und einfacher Maschinen der verschiedensten Art“ bringt. Was uns in den beiden vorliegenden Heften geboten wird, ist als durchaus eigenthümlich und mittheilenswerth zu bezeichnen, und die Art, wie es geboten wird, hat in dem zweiten Hefte gegenüber dem ersten auch schon eine wesentliche Verbesserung erfahren, indem hier auf demselben Papierbogen nur Gleichartiges vereinigt ist. Eine Benutzung des Skizzenmaterials wird durch solche Anordnung, welche das Vertheilen und Sichten in Skizzenmappen wesentlich erleichtert, erst recht ermöglicht.

Wir können dem wacker begonnenen Skizzenbuche nur im Interesse derjenigen, welche es zu benutzen berufen sind, den glücklichsten Fortgang wünschen. L.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 9. Septemberheft.

Abhandlungen.

Untersuchungen über den deutschen Bessemerprocess.

Von Dr. **Friedrich C. G. Müller**, Lehrer der Naturwissenschaften a. d. Realschule I. Ordnung zu Osnabrück.

Durch die Güte des Hrn. Haarmann, Director des Eisen- und Stahlwerkes Osnabrück, habe ich seit zwei Jahren Gelegenheit gehabt, den Bessemerprocess gründlich zu studiren. Meine Arbeiten wurden auf das Wesentlichste gefördert durch den Ingenieur des Werkes, Hrn. Schemmann, dem ich für die gütige und offene Mittheilung seiner reichen Erfahrungen zum grössten Dank verpflichtet bin. Einen Theil meiner in Osnabrück gemachten Beobachtungen habe ich im letzten Märzheft der „Berichte der Deutschen chemischen Gesellschaft“ veröffentlicht, namentlich zu dem Zweck, mir auch den Zutritt zu anderen Werken zu erleichtern. Ich erkenne es dankbar an, dass alle Directoren, an welche ich mich wandte, mir bereitwillig gestatteten, ihre Werke zu besuchen und die gewünschten Proben zu entnehmen. Noch mehr Gewinn für meine Arbeit konnte ich aus der Offenheit ziehen, welche ich auf den von mir besuchten Werken angetroffen. Namentlich hat mein Wissen durch einen mehrtägigen Aufenthalt auf der Gussstahlfabrik zu Bochum, einem mit allen wissenschaftlichen Hilfsmitteln wissenschaftlich arbeitenden Werke, eine bedeutende Erweiterung erfahren; ich spreche deshalb auch an dieser Stelle dem technischen Director jenes Werkes, Hrn. Helmholtz sowie seinen Ingenieuren, den Herren Wasum und Schweissgut meinen warmen Dank aus. —

§ 1.

Zur Einleitung sei es gestattet, eine kurze Beschreibung des Bessemerprocesses zu geben, wie sie in jedem ausführlichen chemischen Lehrbuch zu finden ist.*) Das in Anwendung kommende Rohmaterial ist dunkelgraues Roheisen, welches nicht über 0,18 pCt. Phosphor und wenig mehr Schwefel und Kupfer enthalten darf. Unerlässlich, also charakteristisch, für das Bessemerroheisen ist ein namhafter Siliciumgehalt von 1,5 bis 2,0 pCt. Von diesem Material gelangen etwa 7500^{k}, entweder im Cupolofen eingeschmolzen, oder bei Werken, deren Disposition es gestattet, direct aus dem Hohofen, in den Converter. Mit Hilfe starker Gebläse wird dann unter etwa 1½ Atm. Pressung ein durch zahlreiche Düsenöffnungen möglichst vertheilter Luftstrom hindurchgetrieben. Das aus dem Abbrande zu berechnende Luftquantum beträgt etwa 150^{cbm} pro Minute, das durch den Gang der Gebläse indicirte ist bedeutend grösser. Die Luft wird nicht vorgewärmt, erhält aber infolge der Comprimirung eine Temperatur von etwa 100°. Der Luftstrom bewirkt ein schnelles Verbrennen von Silicium, Kohlenstoff und Mangan, so dass nach 15 bis 18 Minuten der Process beendet und ein von jenen Substanzen fast ganz befreites Eisen erzeugt ist, welches in der Regel Platinschmelzhitze hat.

Den Process hat man in drei Perioden eingetheilt. Die erste entspricht der Feinperiode im Puddelofen; die Flamme ist schwach, mehr eine Feuergarbe, continuirliches Spectrum mit Natriumlinie. Die Verbrennung beschränkt sich also fast ganz auf das Silicium und Mangan und verläuft geräuschlos. Nach einigen Minuten beginnt die Verbrennung des Kohlenstoffs, und eine grosse Flamme von brennendem Kohlenoxyd schlägt unter donnerndem Geräusch aus dem Converterhalse. Nach etwa 12 Minuten erreicht diese zweite sogenannte Eruptionsperiode ihren Höhepunkt. Charakteristisch für diese Periode ist das Hervortreten von Liniengruppen in Grün, welche dem Mangan angehören. Allmäliges Verlöschen dieser Linien bezeichnet die dritte sogenannte Entkohlungsperiode. Die Flamme wird kleiner, zuerst durchsichtig, dann von dickem Rauch umhüllt; das Getöse im Converter hört auf. Wenn die Flamme beinahe verschwunden ist, wird gekippt. Nach Anstellung der Schlackenprobe, deren Theorie im zweiten Theil dieser

*) Man vergleiche die ebenso reichhaltige, wie übersichtliche Abhandlung von Gurlt, über das Eisen in Hofmann's „Bericht über die Entwickelung der chemischen Grossindustrie“ II, 757. Diese Abhandlung wird im Folgenden kurz unter dem Titel „Gurlt“ citirt werden.

Arbeit gegeben werden wird, erfolgt auf fast allen Werken ein Nachsatz von Spiegeleisen mit hohem Mangangehalt, womit eine Reduction der aufgelösten Eisenoxyde sowie eine Rückkohlung erreicht werden soll. Nach Spiegelzusatz wird auf vielen Werken noch etwas geblasen, jedoch höchstens 40 Secunden.

So schnell und stürmisch der Process verläuft, ist er dennoch nicht schwierig zu verfolgen, weil es leicht angeht, zu jeder Zeit Proben aus dem gekippten Converter zu entnehmen. Nur bei abnorm gesteigerten Eruptionsphänomenen, bei denen das Eisen centnerweise ausgeschleudert werden kann, ist der Converter nicht wohl zu kippen. Allein in diesem Falle vermag man durchaus homogene Stücke im Auswurf zu finden. Schlackenproben können ebenso leicht jederzeit erhalten werden. Schwieriger ist es, Gase und Flugstaub während des Processes für die Analyse aufzufangen.

§ 2.

Obgleich zugegeben werden muss, dass es ein gutes Stück Arbeit ist, eine Charge gründlich durchzuanalysiren, ist es doch befremdlich, wie wenig derartige Untersuchungen veröffentlicht sind. Diese wenigen fallen zudem in die Kindeszeit der betreffenden Werke. Zu erwähnen sind die werthvollen Untersuchungen von Snelus zu Dowlais*), sowie die leider ohne genaue Zeitangaben veröffentlichten Analysen der Charge 599 zu Neuberg vom Jahre 1867. Beide Untersuchungen bilden noch in den neuesten Lehrbüchern und Abhandlungen die thatsächliche Grundlage für die Besprechung und Theorie des Bessemerprocesses. Weniger bekannt sind vier Chargenuntersuchungen, welche in einer mit sehr werthvollem Versuchsmaterial ausgestatteten Abhandlung von Garke**) enthalten sind. Die erste derselben ist auf Veranlassung des für die Bessemertechnik verdienten John Brown in Sheffield untersucht, die zweite, wenn ich recht verstehe, auf dem Stahlwerk Hösch zu Dortmund. Besonderes Interesse verdienen zwei in der genannten Abhandlung graphisch dargestellte Chargen vom Stahlwerk Osnabrück aus dem Jahre 1871. Die betreffenden Analysen sind von Kessler ausgeführt und von demselben auch veröffentlicht, ohne Nennung des Werkes.***) Endlich finden sich in dem neuesten Werke Kerpely's†) Analysen einer zu Reschitza in Ungarn erblasenen Charge von 1870.

Der durch die angeführten Analysenreihen bestimmte Verlauf des metallurgischen Processes im Converter ist in zwei Fällen (Osnabrück II, Reschitza††)) ein nahezu idealer, d. h. die Abbrandscurven laufen in der graphischen Darstellung ziemlich geradlinig auf einen Nullpunkt zu. Obgleich auch in Bochum früher ein derartiger Gang der Charge in zwei Fällen festgestellt ist, scheint er niemals regelmässig aufgetreten und gegenwärtig aus der Praxis ganz verschwunden zu sein.

Eine zweite Art des Bessemerprocesses, repräsentirt durch die angeführten Chargen von Neuberg und vom Stahlwerk Hösch, welche nach meinen Erkundigungen früher in Deutschland ziemlich verbreitet gewesen sein muss, nähert sich, soweit das Silicium in Frage kommt, dem englischen Processe: Die Siliciumcurve fällt anfangs steil ab, wird in der Mitte flacher, erreicht aber gegen Ende die Abscissenaxe, so dass bei 2,0 pCt. Si im Roheisen ein siliciumfreier Stahl entsteht. Die Kohlenstoffcurve hingegen, von Anfang an fallend, ist die nämliche wie in den unserer heutigen Arbeit beigefügten Diagrammen. Auch diese Species ist gegenwärtig verschwunden, wohl aber existirt eine Abart in dem unten näher zu besprechenden schwedischen Process, mit weniger als 1 pCt. Silicium im Roheisen.

Die dritte Art des Processes zeigt sich in der sogenannten kalten Charge. Die Anfangstemperatur liegt nur wenig über dem Schmelzpunkte des Roheisens; infolge dessen ist die Verbrennung des Kohlenstoffs in den ersten 4 Minuten (mitunter 15 Minuten) gleich Null. Dagegen verbrennt das Silicium von vornherein sehr rasch und steigert die Temperatur bis zur Entzündung des Kohlenstoffs, welche bei etwa 1400° erfolgt. Falls der Gehalt an Si im Anfange nicht über 2 pCt. hinausgeht, ist dasselbe bereits in der Mitte des Processes fast verschwunden. Diese älteste von allen vom Cupolofen arbeitenden englischen Werken noch heute beibehaltene Art des Bessemerprocesses bezeichnen wir fortan als den „englischen Process“.

§ 3.

Ganz verschieden von den vorher charakterisirten, theilweise erloschenen Arten des Bessemerprocesses ist diejenige, welche ich zuerst in Osnabrück, später auf dem Stahlwerk Hösch und der Union zu Dortmund, sowie in Bochum genauer verfolgt habe, und wie dieselbe Privatmittheilungen zufolge wol auf allen deutschen Werken zur Zeit zu finden ist. Wir bezeichnen diese Art als den „deutschen Bessemerprocess“. Ein flüchtiger Blick auf die folgenden von mir ausgeführten Analysenreihen und die zugehörigen Diagramme genügt zur Erkennung der Charakteristik, nämlich der zweiten Hitzperiode am Ende des Processes.

Vor Aufführung der Ergebnisse der Analysen sei bemerkt, dass sämmtliche Proben, mit Ausnahme der zu Charge II gehörenden, in meiner Gegenwart entnommen und zerkleinert wurden. Die Roheisenprobe nahm man aus dem Converter, nachdem einige Secunden geblasen. Alle Analysen sind von mir selber nach den besten Methoden, welche in Zusatz II näher besprochen werden sollen, ausgeführt. In den Diagrammen sind nur die Analysenresultate in Procenten eingetragen, nicht die schwer zu ermittelnden absoluten Mengen.

*) Vergl. Dingler's „Polytechn. Journ.“ 200, 25.

**) Garke, Untersuchungen über die Bruchfähigkeit des Schienenstahls. „Zeitschr. für Bauwesen“ XXVI, 423.

***) Dingler's „Polytechn. Journ.“ 205, 437.

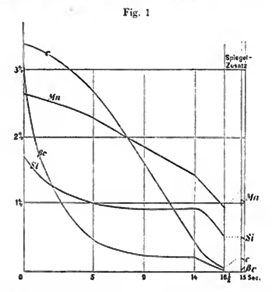
†) Kerpely, Ungarns Eisensteine und Eisenhüttenerzeugnisse.

††) In der Abhandlung von Dr. E. F. Dürre: „Das Eisenhüttenwesen auf der Wiener Weltausstellung“, diese Zeitschrift XIX, 721, finde ich für die Charge von Reschitza andere Werthe als bei Kerpely, so dass der Verlauf dem der Neuberger Charge ähnlich wird.

Bei den Chargen I und II ist für die Zeit des Blasens nach Zusatz von Spiegeleisen den Curven die nämliche Neigung gegeben, welche sie unmittelbar vor dem Nachsatz hatten. Alles übrige erfordert keine besondere Erklärung.

Charge No. I, dazu Fig. 1. — Diese Charge vom Stahlwerk Osnabrück hatte die gewöhnliche Mischung von etwa 70 pCt. Bessemereisen von der Georg-Marien-Hütte und 30 pCt. Cumberlandeisen. Sofort Natriumlinie. Der Verlauf war ein nicht normaler, indem sich gegen Ende abnorm gesteigerte Eruptionsphänomene zeigten. Obgleich von der 9. bis 14. Minute der Winddruck so weit als möglich herabgesetzt war, wurden dennoch durch die Heftigkeit der Explosionen mehrere Centner Metall ausgeschleudert. In der Fig. 1 ist die Abscisse von 9 bis 14 Minuten in dem Masse verkürzt, als das Gebläse langsamer ging. Die Schlacke wurde erst ganz am Ende dünnflüssig. Man lässt dieselbe in Osnabrück dunkelbraun werden, worauf man den Pro-

Fig. 1



cess als beendet ansieht. In der Regel verschwinden die grünen Spectrallinien zu derselben Zeit, oft später, zuweilen früher. Es wurden wie gewöhnlich 4 pCt. Spiegeleisen, welches durchschnittlich 8 pCt. Mn und 4,5 pCt. C enthält, kalt eingeworfen. Dabei zeigte sich der Regel gemäss nur eine Verdünnung der Schlacke, keine nennenswerthe Kohlenoxydgas-Entbindung. Nachdem der Spiegel geschmolzen, wurde wie gewöhnlich wieder geblasen bis zum Kurzwerden der Flamme und zum Aufhören des Polterns im Converter. Schliesslich setzt man noch 3 pCt. Schienenenden zu. Das Metall fliesst ohne Spur einer Flamme als scharf begrenzter Strahl in die Pfanne. Beim Erstarren zeigt sich das bekannte Phänomen des Steigens infolge des Freiwerdens von Gasen, weshalb die Coquillen verkeilt werden müssen. Die Probe vor Spiegelzusatz trieb ebenfalls sehr stark, während die vorher genommenen ruhig erstarren. Probe 2 war nur am Rande weissstrahlig, innen dunkelgrau.

	Charge	Nach 5 Minuten	9	14	16½	Nachsatz u. 15 Sec.
C	3,39	2,69	1,391	0,419	0,046	0,142
βC	3,10	0,438	0,231	0,223	0,019	0,101
Si	1,73	1,02	0,927	{0,943 / 0,945}	0,514	0,445
Mn	2,63	2,29	1,84	1,44	0,914	1,018

Charge No. II, dazu Fig. 2. Diese Charge, ebenfalls in Osnabrück geblasen, hatte normalen Verlauf ohne Auswurf. Im Uebrigen gilt für sie dasselbe, was in Bezug auf die vorhergehende angegeben wurde. Nach Spiegelzusatz wurde 40 Sec. geblasen. Der Abbrand nach Spiegelzusatz bietet das Hauptinteresse.

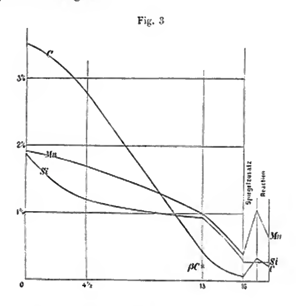
Fig. 2

	Charge	Nach 5 Minuten	10	18	Nachsatz u. 40 Sec.
C	3,44	2,71	1,63	0,092	{0,105 / 0,103}
βC	3,15	—	0,317	—	—
Si	{1,94 / 1,92}	1,07	0,79	0,532	0,346
Mn	2,99	1,99	1,36	0,538	0,621

Charge No. III (Fig. 3). Diese Charge wurde am 27. April 1878 auf dem Stahlwerk Hösch bei Dortmund erblasen. Der Einsatz von 7500ᵏ besteht zu $^2/_3$ aus englischem Hämatiteisen, zu $^1/_3$ aus manganreichem deutschen Bessemereisen. Sofort Natriumlinie. Die erste Probe wurde genommen, als die Flamme anfing constant zu werden. Nach der Probenahme wurden 150ᵏ Schienenenden zugesetzt. Die folgende Probe wurde in dem Momente genommen, wo die Flamme anfing kleiner zu werden; dieser den Anfang der dritten Periode bestimmende Zeitpunkt lässt sich nach längerer Uebung sehr sicher erkennen. Beim Weiterblasen wurde die Charge sehr heiss, so dass am Ende nur dicker weisser Qualm, keine eigentliche Flamme, zu erkennen war. Darauf wurde 6½ pCt. geschmolzenes Spiegeleisen zugelassen, wobei eine sehr kräftige Kohlenoxydflamme auftrat, schliesslich 250ᵏ Schienen nach-

gesetzt und langsam auf und nieder gekippt. Beim Ausgiessen zeigt sich oben und unten am Strahl eine Flamme. Das Metall erstarrt in den Coquillen vollkommen ruhig zu homogenen Blöcken. Die Probe vor Spiegelzusatz hingegen trieb ausserordentlich. Die Schlacke war am Schluss dünnflüssig, die Schlackenprobe blau angelaufen.

Fig. 3

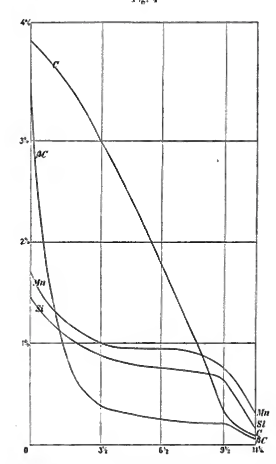


	Charge	Nach 4½	13 Minuten	16	Nach Spiegel
C	3,514	2,180	0,428	0,053	0,228
βC	—	—	0,215	—	—
Si	1,847	1,213	0,932	0,285	0,270
Mn	1,928	1,687	1,005	0,373	0,620

Charge No. IV (Fig. 4). Diese Charge wurde am 30. April 1878 in Bochum geblasen. Der Einsatz besteht zu $^3/_5$ aus in eigenen Hohöfen unter Zuschlag algerischer und spanischer Erze erzeugtem Bessemereisen, zu $^2/_5$ aus Cumberlandeisen. Sofort Natriumlinie, zweite grüne Bande nach $^1/_2$ Min. blitzend. Schienenzusatz in der Mitte fand nicht statt, der Winddruck war sehr constant $1^1/_2$ Atm. Der Process wird mit dem Verschwinden der grünen Spectrallinien als beendet angesehen. Es wurden wie gewöhnlich 8 pCt. geschmolzenes Spiegeleisen zugelassen, wobei eine kräftige Spiegelflamme entsteht. Nach beendeter Reaction wird ohne Weiteres gegossen. Das ausfliessende Metall flammt lebhaft. Die erzielten Blöcke sind absolut dicht. Die Schlacke wurde erst gegen Ende dünnflüssig. Der rasche Gang der Charge findet seine Erklärung in einer wahrscheinlich durch Düsenverkürzung herbeigeführten Vergrösserung der Windmenge. In dem Diagramm Fig. 4 ist der Massstab um $^1/_3$ grösser genommen. Der fertige Stahl giebt keinen sicheren Anhalt in Bezug auf die Spiegelreaction. Die Proben wurden nämlich vorn aus dem Converter gegossen und das centnerweise vorbeifliessende Metall in der Pfanne aufgefangen, wodurch der Stahl so verunreinigt wurde, dass er beinahe Federstahlhärte annahm.

	Charge	Nach 3½	6½	9½ Minuten	11¼	Nach Spiegelzusatz
C	{3,96 / 3,78}	{2,978 / 2,994}	1,751	0,299	0,075	0,418
βC	3,506	0,368	0,257	0,185	0,035	—
Si	1,486	0,886	0,749	0,634	0,128	0,340
Mn	1,767	{1,020 / 1,008}	0,940	0,736	0,260	1,066

Fig. 4



Reaction bei Zusatz von Spiegeleisen, Fig. 5. Von einer in Bochum geblasenen Charge wurde eine Probe am Ende des Processes, eine Probe Spiegeleisen aus der Rinne, sowie eine Probe des fertigen Stahls analysirt. Das Gewicht der erhaltenen Blöcke betrug 7793 oder rund 7800^k. Es wurden 600^k Spiegeleisen eingeschmolzen.

	Vor Spiegel	Nach Spiegel	Spiegel
C	0,046	0,256	4,31
Si	{0,122 / 0,123}	{0,227 / 0,240}	0,571
Mn	0,248	{0,100 / 0,722}	10,86

Daraus berechnen sich die absoluten Mengen der drei Substanzen in Kilogramm

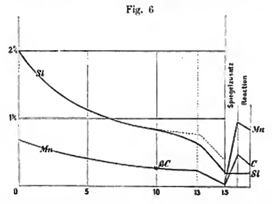
	I Vor Spiegel	II Nach Spiegel	III Spiegel	I+III	I+III—II	Zugehöriger Sauerstoff
C	0,33	19,87	25,86	26,19	+ 6,32	8,41
Si	8,83	18,17	3,63	12,46	— 5,71	—6,53
Mn	17,95	55,46	65,16	83,11	+27,65	8,04
Gesammtgewicht	7240	7800	600			

Fig. 5

In Fig. 5 sind zur bequemen Uebersicht die absoluten Werthe als Ordinaten eingetragen. Die schattirten Felder versinnlichen durch ihre Höhe die Menge des zugehörigen Sauerstoffs.

Charge No. V, dazu Fig. 6. Dieselbe wurde geblasen auf der Union zu Dortmund am 27. April 1878. Der Einsatz von 8000k bestand zu 3/8 aus englischem Eisen, zu 3/8 aus deutschem Eisen und zu 2/8 aus Schrott. Die in eine Coquille gegossene Roheisenprobe hatte eine dünne Kruste von Weisseisen. Die Charge bietet besonderes Interesse durch ihren geringen Mangangehalt, ferner, weil sie nicht allein kälter eingeschmolzen, sondern auch von der 10. bis 13. Minute durch etwa 3½ pCt. Schienenenden, welche ohne Unterbrechung des Blasens von oben in den Converter geworfen wurden, gekühlt wurde. Die Natriumlinie, anfangs blitzend, wurde erst nach 2 Minuten constant. Leider war es der ausserordentlich zähen Schlacke wegen mit den vorhandenen Hilfsmitteln nicht möglich, beim Beginn der dritten Periode, zwei Minuten vor Ende, eine Probe zu nehmen; ebenso mussten an Stelle einer Schöpfprobe am Ende einige aus der Schlacke geklopfte Stahlkügelchen zur Analyse dienen. Letztere habe ich, da sie nicht völlig von Schlacke frei waren, nur verwandt, um zu constatiren, dass der Mangan-

Fig. 6



gehalt am Ende höchstens 0,1 pCt. betragen kann. Den Siliciumgehalt vor Spiegel habe ich in dem Diagramme gleich dem nach Spiegel gesetzt. Die ganze Curve ist so ergänzt, wie es nach meinen Beobachtungen und den in dieser Arbeit festzustellenden Gesetzen der Wirklichkeit entsprechen muss. Die punktirte Linie würde den Verlauf der Siliciumcurve ohne den kalten Zusatz bezeichnen. Nach Beendigung des Processes wurden gegen 9 pCt. geschmolzenes Spiegeleisen zugesetzt, welches eine ziemlich kräftige Flamme hervorrief und die Schlacke flüssiger machte. Der fertige Stahl flammt beim Giessen, treibt aber beim Erstarren.

	Charge	Nach 5 Minuten	Nach 10 Minuten	Nach Spiegel
C	—	—	—	0,332
βC	—	—	0,280	—
Si	2,032	1,136	0,830	0,166
Mn	0,686	0,412	0,296	0,817

Charge No. VI. Dieselbe wurde zu Osnabrück aus reinem Cumberlandeisen erblasen. Sofort Natriumlinie. Dieselbe verlief sehr heiss. Den Eintritt der dritten Periode vermochte ich damals nicht genau zu erkennen. Spiegeleisenzusatz gab schwache Reaction. Schlacke nicht flüssig, durch und durch schwarz. Der Verlauf der Kohlenstoff- und Siliciumverbrennung ist augenscheinlich nicht wesentlich anders als bei den vorhergehenden Chargen.

	Charge	Nach 5 Minuten	Nach 13 Minuten	Nach 18 Minuten
C	3,74	3,074	0,832	0,107
Si	2,71	{1,956 / 2,000}	1,524	1,037

§ 4.

Der deutsche Process ist so scharf ausgeprägt, dass, gleiche Windzuführung und Chargirung vorausgesetzt, die Curven nicht nur ähnlich, sondern congruent werden. Namentlich zeigt die so charakteristische dritte Periode völlige Gleichheit im Verlauf der Curven, die für C und βC sich sogar auf die Höhe über der Abscissenaxe erstreckt. Für die Charge IV braucht die Abscisse nur auf 16 verlängert werden, was auch der normalen Chargendauer in Bochum entspricht, um die nämlichen Neigungswinkel zu erhalten wie in den übrigen Diagrammen. Das Mangan zeigt in den beiden ersten Perioden ein verschiedenes Verhalten, dargestellt durch Fig. 1 und 3 einerseits, durch Fig. 2 und 4 andererseits.

Ob eine Charge nach dem obigen Schema verläuft, kann auch ohne Analyse aus den äusseren Merkmalen erkannt werden. Für die Intensität der Kohlenstoffverbrennung giebt die Grösse der Flamme und das Getöse im Converter einen Massstab. Das Silicium bewirkt durch seine Verbrennung eine schnelle Erhöhung der Temperatur. Steigt die letztere über Stahlschmelzhitze, so entweicht mit dem Gasstrom dampfförmiges Eisen und bildet, in der Flamme verbrennend, einen immer dichter werdenden Rauch. Starker Manganabbrand verdünnt eine saure Schlacke. Bei Hunderten

von Chargen, welche ich genauer beobachtet habe, war keine einzige, welche erheblich anders gegangen wäre, als es die Diagramme zeigen. Alle hatten eine Schlussperiode, während welcher die Flamme allmälig verlischt, wo eine schnell vermehrte Rauchbildung die Siliciumverbrennung verräth und wo, falls die Beschickung manganreich war, sich die zähe Schlacke verdünnte.

Nachdem sich somit der deutsche Bessemerprocess als eine neue weitverbreitete und scharf gekennzeichnete Art zu erkennen gegeben hat, treten ausser vielen Nebenfragen zwei Hauptfragen an uns heran: 1) An welche Bedingungen ist der deutsche Process geknüpft? 2) Was leistet derselbe?

Die Bedingungen eines jeden Bessemerprocesses liegen, die gebräuchlichen Apparate vorausgesetzt, in der Anfangstemperatur und der chemischen Zusammensetzung der Charge.

Um den Einfluss der Anfangstemperatur beurtheilen zu können, muss man sich vollkommen darüber klar sein, welche Rolle die im Bade vorhandenen Körper als Heizmaterialien spielen. Die Berechnungen, welche hier in Frage kommen, sind im Zusatz I ausgeführt, und dem Leser ist dort durch Diagramme Gelegenheit gegeben, die Temperaturerhöhung aus dem Abbrande leicht abzuleiten. Für den Augenblick haben wir festzuhalten, dass im Converter lediglich das Silicium als Heizmaterial in Frage kommt; 1 pCt. erhöht die Temperatur um etwa 300°. Der pyrometrische Effect der Metalle ist etwa viermal geringer. Der Kohlenstoff gar wirkt nicht allein nicht wärmend, sondern abkühlend. Er verbrennt im Bade nur zu Oxyd, was nach stöchiometrischen Sätzen aus den mitgetheilten Analysen hervorgeht. Diese Verbrennung hat aber ihre absolute Maximaltemperatur bei 1500°. Unter 1500° wärmt also der Kohlenstoff, darüber kühlt er; indessen, falls die Differenz nicht 100° übersteigt, kann 1 pCt. Kohlenstoff höchstens eine Temperaturveränderung von 10° hervorbringen.

Ausser diesen calorischen Gesetzen ist für den Verlauf der Verbrennung die Thatsache von der grössten Bedeutung, dass die chemische Verwandtschaft des Kohlenstoffs zum Sauerstoff unter einer gewissen Temperatur gleich Null ist, darüber hinaus aber sehr rasch zunimmt. Wie die kalte Charge des englischen Processes zeigt, liegt die Entzündungstemperatur des Kohlenstoffs bedeutend über dem Schmelzpunkte des Gusseisens. Das Silicium hingegen brennt bereits bei Roheisenschmelzhitze und erhöht die Temperatur des Bades bis zur Entzündung des Kohlenstoffs. Diese Entzündungstemperatur des Kohlenstoffs suchen die deutschen Werke schon im Cupolofen zu erreichen, daher die Regel, dass die Natriumlinie beim Blasen sofort erscheinen soll. Von da ab brennen Kohlenstoff und Silicium neben einander und theilen sich in das eingeblasene Sauerstoffquantum. Da aber die Affinität des Kohlenstoffs so sehr schnell wächst, nimmt er bald, nach dem in der Natur allein massgebenden Recht des Stärkeren, einen immer grösseren Antheil, und nach 5 Minuten tritt eine völlige Unterdrückung der Siliciumverbrennung*) ein: Eine gewaltige stetige Flamme schlägt unter donnerndem Geräusch aus dem Converterhalse, der Process steht in der Eruptionsperiode. Die Temperatur der Eruptionsperiode liegt nun bereits über dem Schmelzpunkte des Schmiedeeisens, was ausser anderem dadurch bestätigt wird, dass bereits beim beginnenden Auftreten der Flamme ein in das Bad getauchter dicker Eisendraht sofort schmilzt, auch an der Stelle, wo er in der Schlacke ist. Setzen wir die Temperatur der Eruptionsperiode zu 1600°, so würde die Entzündungstemperatur des Kohlenstoffs, also die Anfangstemperatur des deutschen Processes, bei 1400° liegen. Denn in der ersten Periode verbrennen etwa 0,8 pCt. Silicium, wodurch eine Temperaturerhöhung von 200° hervorgebracht wird. Die Eruptionsperiode erreicht ziemlich plötzlich ihr Ende, wenn der Kohlenstoff bis auf einen geringen, schwer verbrennlichen Rest verzehrt ist. Selbstredend wirft sich nunmehr die Verbrennung auf das noch hinreichend vorhandene Silicium und Mangan und erhöht die Temperatur noch um 200°. Der spectroskopische Index für das Ende des Processes, das Verschwinden der grünen Linien bricht, wie man sieht, die zweite Siliciumverbrennung etwa in der Mitte ab. Die Begründung dieses sehr beachtenswerthen Zusammentreffens wird unten versucht werden.

Lässt man ein Eisen von der nämlichen Zusammensetzung nicht mit 1400°, sondern mit 1200° in den Converter fliessen, so entwickelt sich ganz naturgemäss der englische Process. Kohlenstoff, weil unter der Entzündungstemperatur, brennt anfangs gar nicht, wohl aber Silicium und Mangan bezw. Eisen. Wenn nach

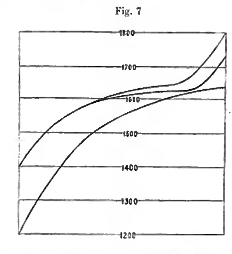
*) Durch Zusatz kalter Schienenenden wird die Affinität des Kohlenstoffs vermindert und dadurch eine stärkere Verbrennung des Siliciums veranlasst. Folgende Versuche bestätigen dies. Bei je zwei auf einander folgenden Chargen von gleicher Zusammensetzung wurden der ersteren gegen das Ende der Eruptionsperiode Schienenenden zugesetzt, die andere wie gewöhnlich verblasen. Ich fand

1)	2 Minuten vor Ende 3 pCt. Schienen Si = 0,364 pCt.	Ohne Schienen Si = 0,512 pCt.
2)	$4^1/_2$ Minuten vor Ende 5 pCt. Schienen Si = 0,205 pCt.	Ohne Schienen Si = 0,450 pCt.

Auch in Bochum sind, wie Hr. Wasum mir mittheilt, vor kurzem ähnliche Versuche mit demselben Erfolge angestellt. Diese Versuche erklären sich am einfachsten aus der verminderten Affinität des Kohlenstoffs, nicht, wie ich selber in meiner früheren Abhandlung annahm, aus der vermehrten Affinität des Siliciums. Beide Annahmen kommen allerdings für diesen Versuch und die meisten anderen aus der gegenseitigen Reaction von Si, C, Fe, O entspringenden Erscheinungen auf dasselbe hinaus. Eine beachtenswerthe Consequenz der Voraussetzung, dass das Silicium am Ende der Eruptionsperiode eine weit geringere Verwandtschaft zum Sauerstoff hat als zu Anfang des Processes, bestätigt sich nicht. Es müsste nämlich beim Beginn der dritten Periode eine stärkere Anhäufung von oxydirtem Eisen im Bade eintreten (vergl. § 6), um die weitere Verbrennung des Siliciums hervorzubringen. Dann wäre aber auch selbstverständlich, dass durch eine blosse Abkühlung des Bades am Ende des Processes sich der Siliciumgehalt vermindern müsste, indem infolge der wiedergewonnenen grösseren Affinität der aufgelöste Sauerstoff an das Si ginge. Mehrere genaue Versuche zeigten aber nicht die mindeste Abnahme des Siliciumgehaltes nach starker Abkühlung des ruhigen Bades.

etwa 4 Minuten 0,8 pCt. Si verbrannt sind, ist die Temperatur auf 1400° gebracht. Die Charge ist dann in dem nämlichen Stadium, wo die deutsche beim Beginn des Blasens ist. Der weitere Verlauf ist von da ab für beide Chargen in Uebereinstimmung mit unseren Diagrammen. Nachdem in 5 weiteren Minuten noch etwa 0,7 pCt. Si verbrannt sind, beginnt die Eruptionsperiode, die Kohlenstoffcurve fällt reissend ab, und die flach gewordene Siliciumcurve gelangt bald auf die Nulllinie. Die heisse Schlussperiode fällt fort, sie war eben an den Anfang des Processes versetzt. Uebersteigt indessen der Siliciumgehalt der Charge 1,8 pCt., so muss selbstverständlich auch beim englischen Verfahren sich eine heisse Endperiode entwickeln. Dieselbe würde bei 2,3 pCt. Si vollständig zur Ausbildung gelangen, und bei noch höherem Siliciumgehalt müsste ein Rest desselben im Stahl verbleiben. Obgleich eine heisse Endperiode beim englischen Process noch nicht analytisch nachgewiesen ist, so zeigt sich ihr Vorhandensein doch in dem Bestreben der englischen Bessemertechniker, zur Erleichterung des Stahlgusses den Siliciumgehalt ihres Roheisens thunlichst zu vergrössern.

Fig. 7



Der Verlauf der Temperatur lässt sich mit Hilfe der in Zusatz I gegebenen Diagramme leicht graphisch darstellen. Fig. 7 zeigt in den beiden obersten Curven die Temperatursteigerung für die Charge No. I und III. Die unterste Curve würde die Erwärmung der nämlichen Charge mit der Anfangstemperatur von 1200° vor Augen führen. Lässt man endlich von den beiden oberen Curven das letzte steile Ende fort, so hat man den Gang der Temperatur für den schwedischen Process.

Nachdem wir in der hohen Anfangstemperatur die Grundbedingung des deutschen Processes unschwer kennen gelernt, nachdem wir gleichzeitig die einfachen Naturgesetze, welche den Gang der Temperatur regeln, klar gelegt, ist die zweite Frage, nach der Abhängigkeit des Processes vom Rohmaterial, mit wenig Worten zu beantworten. Gemäss dem ganz bestimmt ausgeprägten Charakter des deutschen Processes, welcher sich in der bestimmten Gestalt der Curven in unseren Diagrammen spiegelt, werden in der normalen Charge etwa 1,4 pCt. Silicium und wenig mehr Mangan verbrannt. Soviel muss von beiden Substanzen also mindestens vorhanden sein, damit der deutsche Process herauskommt. Es ist wol Zufall, dass die Charge Bochum nur 1,49 pCt. Silicium enthält, sonst verwendet man in Deutschland höher silicirtes dunkelgraues Eisen No. I, II und III, welches vom Cupolofen gegen 1,9 pCt. Silicium enthält. Vermehrung des Silicium- und Mangangehaltes über die angegebene Grenze von 1,4 pCt. ändert am Wesen des Processes selbstverständlich nichts, die Curven liegen bei unveränderter Gestalt höher über der Abscissenaxe, und der im Stahl verbleibende Rest wird grösser. Der Kohlenstoff ist ohne Einflusss auf den Endgehalt an Mangan und Silicium. Allerdings zieht höherer Kohlenstoffgehalt den Process in die Länge; wegen der Steilheit der Kohlenstoffcurve würde aber eine Vermehrung desselben um 1 pCt. das am Ende der Eruptionsperiode vorhandene Silicium nicht um 0,1 pCt. vermindern.

Was wird aber aus dem deutschen Process, falls wir mit dem Siliciumgehalt unter 1,4 pCt. hinabgehen? Es liegt klar auf der Hand, dass dann die Siliciumverbrennung in der dritten Periode nicht ganz zur Ausbildung gelangt, und dass sie ganz fortfällt, wenn das Roheisen nur 0,8 pCt. Si enthält. Wir wiederholen, dass 0,8 pCt. Silicium bei 1400° Anfangstemperatur die Charge bis in die Eruptionsperiode bringen, also Stahlschmelzhitze erzeugen können. Wir stehen somit vor einer neuen Art des Bessemerprocesses, welche nicht nur auf dem Papier, sondern in der Wirklichkeit vorhanden ist. Sie bezeichnet sogar den Höhepunkt der Bessemerindustrie, es ist der „schwedische Bessemerprocess".*)

Die drei Arten des Bessemerprocesses stehen nach dem Obigen in enger Verwandtschaft und können durch unzählige Zwischenstufen in einander übergehen. Sie sind abhängig von zwei willkürlich variablen Bedingungen, der Anfangstemperatur und dem Siliciumgehalt des Roheisens. Die vier Grenzvariationen sind die folgenden. Hohe Anfangstemperatur und hoher Siliciumgehalt: deutscher Process. Hohe Anfangstemperatur und niedriger Siliciumgehalt: schwedischer Process. Niedrige Anfangstemperatur und hoher Siliciumgehalt: englischer Process. Die vierte Variation, niedrige Anfangstemperatur und niedriger Siliciumgehalt, ist praktisch unmöglich.

§ 5.

Wir sind nunmehr genügend vorbereitet, um die kritische zweite Hauptfrage ins Auge fassen zu können: Was leistet der deutsche Process, was leistet er nicht?

Was zuerst die finanzielle Seite anbetrifft, so erfordert beim Arbeiten vom Cupolofen der deutsche Process etwa 15^k Coks zur Darstellung von 100^k Roh-

*) Vergl. Dürre, Bd. XIX, S. 736 d. Z. Gurlt, S. 829.

stahl, während beim englischen Process*) nicht mehr als 10k nöthig sind. Dagegen ist der Abbrand geringer, und was an Mn und Si im fertigen Product verbleibt, ist erspart. Daraus berechnet sich für Charge I und II ein Vortheil von etwas über 1 pCt., für Charge III ein solcher von etwa $^3/_4$ pCt. gegenüber dem englischen Verfahren, während bei der Charge IV und V von einem Vortheil nicht die Rede sein kann. Dabei ist noch nicht berücksichtigt, dass beim deutschen Verfahren infolge der sehr hohen Temperatur sicherlich ein grösserer Verbrauch von feuerfesten Materialien stattfindet. Zeigt sich demnach, soweit der Preis der Rohblöcke in Frage kommt, unser Verfahren nicht gerade unökonomisch, so werden, wenn an den inneren Werth des Verfahrens der kritische Massstab gelegt wird, sich erhebliche Missstände gegenüber dem englischen und schwedischen Verfahren herausstellen. Wie in den vorhergehenden Paragraphen wiederholt festgestellt, verbleibt beim Verblasen dunkelgrauen Roheisens ein Rest von Silicium und Mangan, und dieser Rest ist dem Silicium- und Mangangehalt des Roheisens arithmetisch proportional. Somit müssen sich alle Schwankungen in der Zusammensetzung des Roheisens auf das fertige Bessemermetall übertragen. Da aber kein Hohofen gleichmässiges Eisen liefert, und die Veränderungen im Cupolofen unberechenbar sind, so ist eine Gleichmässigkeit des Bessemereisens namentlich in Bezug auf den Siliciumgehalt schwer zu erreichen. Weil jedoch gerade das Silicium direct und indirect von wesentlichem Einfluss auf das Verhalten des Stahls in der Hitze und in der Kälte ist, so fällt diese Ungleichmässigkeit schwer ins Gewicht. Es giebt zwei Mittel, diesem Uebelstande vorzubeugen, das eine ist praktischer, das andere wissenschaftlicher Natur; beide können aber nur in gewissenhaften Händen den gewünschten Erfolg bringen. Das erste besteht in der Beschaffung eines auf Monate reichenden Vorraths, welcher erstens nach dem Korn unter drei verschiedenen Nummern zu gattiren ist; innerhalb der einzelnen Nummer muss zweitens eine gründliche Vermengung der Masseln ausgeführt werden. Natürlich könnte eine solche Gattirung nirgends besser als auf der Hohofenanlage vorgenommen werden. Man brauchte nur die Masseln methodisch so aufzustapeln, dass die Producte der verschiedenen Ofenperioden möglichst vermengt würden. Nach der Verladung und Wiederaufstapelung in der Nähe der Bessemeranlage würde die Vermengung dann so gründlich wie möglich sein. Dieser einfache Vorschlag hat von kaufmännischer Seite viel gegen sich. Man ist meiner Ansicht nach, falls man die Analyse zu Hilfe nimmt, aber auch im Stande, gleichmässig zu arbeiten, wenn nur die Tagesproduction des Hohofenwerkes gut vermengt wird. Dabei ist aber eine Durchschnittsanalyse in folgender Weise anzustellen. Nach jedem Abstich wird je eine Massel von Anfang, Mitte und Ende genommen und daraus eine Probe gebohrt. Von sämmtlichen Proben wird ein gleiches Quantum abgewogen, darauf eine gleichmässige Durchschnittsmischung hergestellt und wenigstens auf Silicium untersucht. Eine solche Analyse lässt sich mit der für diesen Zweck ausreichenden Genauigkeit nebenher in 1 Stunde ausführen. Der Bessemertechniker wird dann durch Zusatz von Weisseisen bezw. hochsilicirtem Eisen eine gleichmässige Chargirung des Converters erzielen können. Ich hebe ausdrücklich hervor, dass das Korn gar keinen Schluss auf den Siliciumgehalt zulässt; ich habe in deutschen Roheisen No. III gegen 3 pCt. Silicium gefunden, während No. I nur 1,8 pCt. enthielt. Ohne Gattiren und ohne Durchschnittsanalysen kann also die Kunst des deutschen Bessemeringenieurs nur in einem stetigen Laviren bestehen, bei dem der Instinct die Rolle des Verstandes übernimmt. Ein solcher Betrieb kommt nach den einfachen Regeln der Wahrscheinlichkeitsrechnung dem Schrotthaufen am besten zu Gute.

Das englische und schwedische Verfahren ist von dem berührten Uebelstande frei; am Ende des Processes ist ja das Bad frei von Silicium und Mangan und kann durch Spiegelzusatz nach Wunsch mit Kohlenstoff und Mangan versehen werden.

In den besprochenen Umständen liegt auch der Grund, weshalb das Arbeiten direct vom Hohofen, so ökonomisch es auch erscheint, doch auf namhafte Schwierigkeiten stösst. Da das Eisen vom Hohofen mindestens 1400° warm ist, wird es selbstredend auch heiss, also nach dem deutschen Verfahren in Bessemerstahl verwandelt, und alle Schwankungen des Hohofenganges, die unberechenbar sind wie Wind und Wetter, müssen sich bis auf das fertige Product fortpflanzen. Ich meine, in England liesse sich die Schwierigkeit einfach dadurch umgehen, dass man im Converter das Eisen durch kalte Zusätze bis nahe zu seinem Erstarrungspunkte abkühlte, damit eben der englische Process herauskäme. Freilich liegt ein anderer Gedanke noch viel näher. Warum lässt man dort, wo gutartige, phosphorfreie Erze, aus denen sich alles machen lässt, verhüttet werden, die Hohöfen zum Zweck des directen Processes auf dunkles Eisen gehen? Warum adoptirt man nicht das schwedische Verfahren? Es liegt zu klar zu Tage, dass dieses Verfahren das rationellste und sparsamste wäre.

Wer vom schwedischen Bessemerprocess spricht, denkt natürlich auch an die Methode der directen Unterbrechung in dem Moment, wo das Bad Stahlbeschaffenheit hat. Diese Methode ist für den deutschen Process geradezu unmöglich, falls man ein weicheres, für Eisenbahn-Oberbau geeignetes Material erzielen will. Erstens beträgt, wie ein Blick auf die Diagramme zeigt, in dem Moment, wo 0,3 pCt. Kohlenstoff vorhanden sind, der Siliciumgehalt nahezu 1 pCt., zweitens fällt dieser Zeitpunkt mit dem Knick der Curven zusammen, wodurch die Ungleichmässigkeit verdoppelt wird.

*) Nach der Mittheilung von C. B. Holland schmilzt man in England im Cupolofen 100k Eisen mit 6k,6 Coks; die Gebläseluft ist dabei mit Hilfe der Convertergase auf 260° C. erhitzt. — „Journ. of the Iron and Steel Inst., 1878, I, 109.

Somit hat sich gezeigt, dass das deutsche Verfahren ein höchst schwieriges und darum kostspieliges ist. Keiner weiss dies besser als unsere Bessemertechniker. Dass die deutsche Bessemerindustrie gleichwohl auf der Höhe geblieben und den schweren Kampf ums Dasein mit Erfolg besteht, gereicht ihr zu hohem Ruhm. Es ist Zeit, dass dies öffentlich bekannt und anerkannt wird. Ich glaube nicht, dass ein denkender Leser mit dem Einwurf kommen wird: Warum giebt die deutsche Industrie die schwierigen Wege, in welche sie sich verirrt hat, nicht wieder auf und benutzt die ebene Strasse, auf welcher ihre gefährlichste Concurrentin sich bewegt? Eine derartige Frage verriethe eine grosse Oberflächlichkeit. Schon die Thatsache, dass die drei Processe ihre geographischen Verbreitungsbezirke haben, beweist, wie eng sie mit dem heimathlichen Boden verwachsen sind. Es ist ferner historisch, dass alle deutschen Werke mit dem englischen Verfahren angefangen haben und unter schweren Kämpfen nach und nach zu der heutigen Praxis getrieben sind. Dabei ist es ein zu ernstem Nachdenken anregendes Factum, dass die deutsche Industrie bei aller ihrer Arbeit doch unbewusst, und ohne das Ziel zu kennen, zum deutschen Bessemerprocess gelangt ist; denn bis auf den heutigen Tag ist das Wesen des deutschen Bessemerprocesses gar nicht bekannt gewesen. Somit deutet alles darauf hin, dass weder Willkür noch Zufall den deutschen Bessemerprocess geschaffen, sondern ein Naturgesetz.

Bei einem Versuche, die natürlichen Ursachen aufzudecken, welche mit innerer Nothwendigkeit zur Ausbildung des deutschen Bessemerverfahrens führten, werden wir bald erkennen, dass rein metallurgische Gesichtspunkte uns dieselben nicht werden zeigen können. Denn soweit die metallurgisch thätigen Körper, Kohlenstoff, Silicium, Mangan in Frage kommen, liegt in den Rohmaterialien kein Unterschied, welcher das eine oder andere Verfahren wesentlich begünstigte. Das Mangan wirkt, mag die Charge kalt oder heiss geblasen werden, gleich gutartig als Schlackenbildner. Es liegt also der Grund in dem Wesen des fertigen Bessemermetalls, und kommen wir somit ohne ein gründliches Studium desselben nicht weiter. Wer aber jemals den Anfang damit gemacht hat, die Eigenschaften dieses räthselhaften Metalls auch nur rein statistisch in Zusammenhang zu bringen mit der Menge der darin enthaltenen fremden Substanzen, wird einen Begriff von der Schwierigkeit dieses Problems erhalten haben. Unsere heutige Arbeit behandelt nur den metallurgischen Process im Converter, und wird nur kurz und mit Vorbehalt den Einfluss berühren, welchen die chemische Zusammensetzung auf das fertige Metall hat. Wir wollen uns sofort an den Erzfeind halten, den metallurgisch unthätigen Phosphor. Der niedrige Phosphorgehalt zeichnet ja allein das englische und schwedische Bessemereisen vor dem deutschen aus. Es ist nun eine bekannte Thatsache, wie unverträglich der Phosphor mit Kohlenstoffhärte ist. Neben 0,4 pCt. Kohlenstoff bewirkt 0,1 pCt. Phosphor Kaltbruch, bei 0,1 pCt. Kohlenstoff können ohne Kaltbruch 0,2 pCt. Phosphor bestehen. Derartiger „Phosphorstahl“ ist indessen weich wie Schmiedeeisen; es ist völlig irrig, wenn hier und da behauptet wird, Phosphor wirke härtend; es ist noch nicht einmal erwiesen, ob ein wenig Phosphor das Bessemereisen zäh und fest macht. Wohl aber wirkt das Silicium, wenn auch weit weniger als der Kohlenstoff, härtend, was wegen der chemischen Aehnlichkeit beider Metalloide von vorn herein nicht unwahrscheinlich war. Siliciumhärte verträgt sich, wie die Thatsachen zeigen, sehr gut mit dem Phosphor. Aehnliches ist bereits von Gautier und Kerpely behauptet worden, selbstverständlich, als das deutsche Verfahren schon längst ausgebildet war; denn a priori hätte wol kein Bessemermann einen solchen ketzerischen Satz aussprechen mögen. Von den in dieser Abhandlung genannten Werken benutzt Osnabrück das meiste deutsche Eisen mit einem ziemlich constanten Phosphorgehalt von 0,15 im fertigen Stahl. Wie Fig. 1 und 2 zeigen, wird dort durch Blasen nach Spiegelzusatz der Kohlenstoff fast ganz wieder entfernt. An dessen Stelle müssen die 0,4 pCt. Silicium dem Stahl die nöthige Härte geben.

Da der englische wie schwedische Process das Silicium völlig eliminiren, liegt es auf der Hand, dass nur das deutsche Verfahren es möglich macht, aus deutschem Roheisen Bessemerschienen herzustellen. Das so gewonnene Bessemermetall ist nicht allein seiner Zusammensetzung, sondern auch seinen Eigenschaften nach ein ganz neues Metall, auf welches sich eine dem Kohlenstoffstahl angepasste Qualitätsschablone gar nicht anwenden lässt. Um dies zu beweisen, theile ich aus einer ganzen Reihe mir vorliegender Proben vom Stahlwerk Osnabrück heute die beiden folgenden mit, von denen die erstere etwas über, die zweite etwas unter der Norm steht. Beide sind aus dem Kopf von Eisenbahnschienen gedreht, welche unter dem Fallwerk weit stärkere Proben aushielten, als vorgeschrieben sind.

		I	II
Absolute Festigkeit		70,7	62,0
Contraction an der Zerreissstelle		43,6 pCt.	38,5 pCt.
Längsdehnung		24,0 pCt.	19,0 pCt.
	C	0,144	0,106 0,101
	Si	0,435	0,425 0,420
	Mn	0,828	0,592

Eine derartige Zähigkeit neben grosser absoluter Festigkeit zeigt kein anderes Metall als das deutsche Bessemermetall. Daraus erklärt es sich auch zur Genüge, weshalb diejenigen deutschen Werke, welche gegenwärtig bei erheblichem Zusatz englischen oder aus fremden Erzen erblasenen Eisens auf den Phosphor wenig Rücksicht zu nehmen brauchten, gleichwohl nicht zum englischen Verfahren zurückgekehrt sind.

Ich weiss recht wohl, dass noch viele andere Ursachen die Entstehung unseres metallurgischen Processes mit bedingt haben, bin aber fest davon überzeugt, dass der Phosphor den Ausschlag gegeben hat. Damit ver-

lassen wir diese interessante und bedeutsame Frage. In einer späteren Abhandlung „Ueber das Bessemermetall" hoffen wir dieselbe gründlicher beantworten zu können, doch werden bis zur Veröffentlichung, falls ich auf eigene Kraft allein angewiesen bleibe, wol noch 2 Jahre vergehen. Deshalb habe ich es für meine Pflicht gehalten, schon heute auch ohne Vorführung ausreichenden Versuchsmaterials, die gute Beschaffenheit des phosphorhaltigen Siliciumstahls, wie er von der nämlichen Zusammensetzung*) auf der Mehrzahl der deutschen Werke erzeugt wird bezw. erzeugt werden kann, hervorzuheben. Es muss in allen interessirten Kreisen die Erkenntniss Platz greifen, dass die alten Regeln, wie sie in den Büchern stehen, nicht mehr massgebend sind, dass starre Schablonen überhaupt die Entwickelung eines neuen technischen Verfahrens aufhalten, dass es unphilosophisch ist, mit einem fertigen Urtheil einer so verwickelten und von vielen Kräften abhängigen Erscheinung gegenüber zu treten, wie es die Industrie eines Landes ist.

(Schluss folgt.)

*) Nach einer Notiz Kerpely's, „Ungarns Eisensteine und Eisenhüttenerzeugnisse", S. 12, hat das gegenwärtig auf der Maximilianhütte in Bayern erzeugte Bessemermetall folgende durchschnittliche Zusammensetzung:

C = 0,10 — 0,15
Si = 0,4 — 0,7 — 1,18
Mn = 0,4 — 0,7
P = 0,1 — 0,15.

Die Verbrennung über dem Roste.

Von Prof. Dr. **H. Meidinger.**

(Fortsetzung statt Schluss von Seite 337.)

Ganz anders gestaltet sich der Vorgang, wenn die durch Verbrennung der Kohle zu Kohlensäure erzeugte Wärme nicht (oder nur zum geringen Theil) in dem Brennstoff bleibt, sondern nach aussen abgeleitet wird, wie z. B. bei dem eisernen Füllofen von mässigen Dimensionen. Die Coks sind verhältnissmässig gute Wärmeleiter und verbreiten die Wärme rasch durch ihre Masse. Die im Inneren eines eisernen Ofens erzeugte Wärme wird dadurch dauernd nach den Wandungen desselben geführt und von da in die äussere Umgebung. Diese Wärmeabgabe ist, wie die Erfahrung zeigt, so bedeutend, dass für die Reduction der Kohlensäure zu Kohlenoxyd nur wenig verfügbare Wärme bei genügend hoher Temperatur verbleibt. Die Verbrennung ist eine nahe vollständige ohne Sauerstoffüberschuss. Auch bei schwächstem Zug, d. h. geringster Luftzuführung, wenn z. B. bei etwa $0^m,5$ hoher Brennstoffschicht blos 200^g Kohle pro Stunde verbrannt werden, ist die Verbrennung vollständig, ja noch mehr als bei lebhafter Verbrennung, da in letzterem Falle die Temperatur der Coks weit hinauf eine höhere ist.

Die Verbrennung im Füllofen nimmt einen ungünstigeren Verlauf, sobald derselbe mit einem schlechten Wärmeleiter, wie Schamott, ausgefüttert ist, um das Eisen eventuell vor dem Glühendwerden zu bewahren. Beträchtliche Mengen von Kohlenoxyd kommen dann zur Entwickelung, die in der Regel in den Schornstein entweichen, da sich ihre nachträgliche Verbrennung kaum bewerkstelligen lässt. Das Füllprincip bei reinen Thonöfen ist somit ökonomisch als ein unrationelles zu bezeichnen.

Nicht alle reinen Kohlen zeigen bei hochschichtiger Verbrennung im eisernen Füllofen das gleiche Verhalten. Holzkohle bringt grössere Mengen Kohlenoxyd zur Bildung als Coks. Dies dürfte sich daraus erklären, dass Holzkohle ein weit schlechterer Wärmeleiter als Coks ist; die Wärme kann sich somit aus ihrer Masse nicht so rasch nach aussen verbreiten, die Kohle bleibt in einer höheren Temperatur.

Im Allgemeinen lässt sich sagen: bei hochschichtiger Verbrennung ist in der aus dem Brennstoff tretenden Luft nie die vollständige dem calorimetrischen Effect entsprechende Wärme enthalten; entweder ist sie noch latent darin in der Form von Kohlenoxyd (unvollständige Verbrennung), oder ist sie vorher als freie durch die Herdwandung nach aussen getreten. Wie hoch die Brennstoffschicht sein muss, um bei schlecht leitender Herdeinfassung alle Kohlensäure in Kohlenoxyd überzuführen, hängt vor Allem von der Stärke des Zuges ab. Bei sehr schwachem Zuge wird jedoch voraussichtlich nie eine gänzliche Reduction eintreten, da die erzeugte Wärme nicht vollständig in dem Brennstoff zurückgehalten werden kann, sondern theils nach den Seiten, theils auch nach oben in die aufliegende Masse des Brennstoffs durch Leitung entweicht, so dass die Kohle nicht in hoher Gluth bleiben kann.

Auf die Höhe der für vollständige Reducirung der Kohlensäure zu Kohlenoxyd erforderlichen Brennstoffschicht ist die Grösse des Brennstoffs (Coks) nicht ohne Einfluss. Bei dicken Stücken bewegt sich die Luft in einzelnen weiten Canälen aufwärts, und es bedarf überhaupt einer verhältnissmässig hohen Schicht, um die Verbrennung zu Ende zu führen. Im eisernen Füllofen lässt sich mit grossstückigem Coks ein schwaches Feuer nicht unterhalten, da die Wärme zu hoch hinaufgeführt wird, sich dadurch auf grosse Massen vertheilt und an einer grossen Fläche nach aussen abgeführt wird; die Coks können nicht in der Entzündungstemperatur erhalten bleiben. Dieser Umstand kann bei starker Verbrennung nur günstig wirken, indem er zu einer Verminderung der Kohlenoxydbildung beiträgt. Ist der Brennstoff hingegen kleinstückig, so kommt die Verbrennung bei geringer Höhe bereits zum Abschluss Wenn die Coks in der Grösse zwischen Erbse und

Nuss schwanken, so lässt sich im Füllofen das schwächste Feuer damit unterhalten, welches die Stunde nicht mehr als etwa 150g Brennstoff consumirt.

Bei grösseren technischen Feuerungen ist die Wärmeabgabe nach den Seiten gering, besonders wenn dieselben unter dem Kessel in einer Mauerung liegen. Bei Innenfeuerungen wird allerdings unmittelbar am Rande Wärme in nicht unbeträchtlicher Menge abgeleitet, mehr aus dem Inneren heraus jedoch nicht. Eiserne Füllöfen können ökonomisch, d. h. ohne erhebliche Verluste durch Kohlenoxydbildung auch nur dann wirken, wenn sie nicht zu weit sind. In grösseren technischen Feuerungen bleibt also die Kohle in starker Gluth, so dass sie energisch auf Reduction der Kohlensäure zu Kohlenoxyd einwirken kann.

Ist die Schichthöhe der Coks im Verhältniss zur Zugstärke niedrig, so dass die Verbrennung nicht innerhalb ihrer Masse zum Abschluss kommen kann, so enthält die aus dem Brennstoff tretende Luft ein Gemenge von Stickstoff, Kohlensäure, Kohlenoxyd und Sauerstoff, worin um so mehr Kohlenoxyd enthalten sein wird, je weniger Wärme in der Brennstoffmasse selbst seitlich nach aussen abgeleitet wurde. Die Verbrennung setzt sich durch Verbindung von Kohlenoxyd und Sauerstoff noch über dem Brennstoff weiter fort.

Es würde ein Zufall sein, wenn beide Gase in äquivalenter Menge vorhanden wären, so dass eine vollständige Verbrennung ohne Rest des einen oder anderen erfolgen könnte. Dies lässt sich jedoch überhaupt auch in einem solchen Falle nicht erwarten. Die Gase müssen sich nicht nur vollständig durchdringen, so dass überall gleichmässig ein Kohlenoxydtheilchen neben einem Sauerstofftheilchen gelagert ist, sie müssen auch in der Entzündungstemperatur verbleiben. Die vollständige Mischung erfordert Zeit, dabei ziehen aber die Gase weiter und kühlen sich ab, und ehe noch die Mischung zu Ende gekommen, ist die Temperatur, bei welcher die Verbindung erfolgt, nicht mehr vorhanden; die in den Schornstein ziehende Luft enthält noch Kohlenoxyd und freien Sauerstoff. Um die Wärme vollständig zu gewinnen, muss ein Ueberschuss von Sauerstoff in der aus dem Brennstoff ziehenden Luft vorhanden sein, mehr als zur Verbrennung des Kohlenoxyds erforderlich ist, damit das Zusammentreffen von Kohlenoxyd und Sauerstoff und ihre Verbindung in kürzerer Zeit, ehe noch die Temperatur zu sehr herabgesunken, erfolgen.

In der Regel nimmt man an, dass eine vollständige Verbrennung ohne Kohlenoxyd in den abziehenden Verbrennungsgasen bei doppelter Luftmenge erfolge, wenn die Schornsteingase nämlich gerade soviel freien Sauerstoff enthalten wie verbrauchten, d. h. in die Form von Kohlensäure, bezw. Wasserdampf übergegangenen, sofern der Brennstoff ungebundenen Wasserstoff enthält. Dies mag für den gewöhnlichen Feuerungsbetrieb zutreffen, als allgemeines Gesetz kann es jedoch nicht gelten. Zwei Bedingungen werden auf die Grösse des Luftüberschusses immer einwirken: die Grössenbeschaffenheit des Brennstoffs und die Schichthöhe desselben, bezw. die Stärke des Zuges, von welcher die Schichthöhe abhängt.

Je kleiner die Coks sind, um vorerst immer noch an diese die Betrachtung zu knüpfen, um so mehr vertheilt wird die Luft die ganze Brennstofflage durchziehen, um so inniger werden sich innerhalb derselben die Verbrennungsproducte mit der übrigen Luft mengen, in um so kürzerer Zeit und auf so kürzerem Wege wird über dem Brennstoff die Verbindung des gebildeten Kohlenoxyds mit dem Sauerstoff erfolgen können, um so weniger freier Sauerstoff, folglich Luftüberschuss, ist erforderlich, um eine vollständige Verbrennung ohne brennbare Theile in den Schornsteingasen zu erzielen. Bei Anwendung grosser Stücke dringt die Luft an vielen Stellen in dicken Strömen und noch sehr sauerstoffreich durch die Brennstofflage, an anderen Stellen wieder, wo die Canäle eng und ihre Bewegung langsam, sehr kohlenoxydreich. Die Herstellung eines gleichförmigen Gemenges über dem Brennstoff erfordert längere Zeit und längeren Weg, darum grösseren Luftüberschuss, um die Verbrennung noch innerhalb der Entzündungstemperatur der Gase zu Ende zu bringen.

Ist der Zug ein stärkerer und die Brennstoffschicht eine höhere, so wird gleichfalls die Mischung von Luft und Verbrennungsproducten innerhalb dieser Schicht beschleunigt. Bei rascher Strömung verändert die Luft die Richtung ihrer Bewegung weniger leicht als bei schwacher Strömung; sie stösst deshalb auf die Brennstoffstücke stark auf und bewegt sich weiter in mehr senkrecht auf ihre ursprüngliche Richtung geneigten Linien, und dies wiederholt sich fortwährend bei der Weiterbewegung durch die ganze Lage des hochgeschichteten Brennstoffs, so dass dadurch die innige Mischung innerhalb der Brennstoffschicht befördert wird, und die Verbrennung oberhalb derselben rasch bei geringem Luftüberschuss zu Ende kommen kann. Bei hoher Brennstoffschicht gleichen sich die Ungleichförmigkeiten in der Bedeckung des Rostes auch viel mehr aus als bei niedriger Schicht; es wird kaum vorkommen, dass der Rost an einer oder der anderen Stelle ganz von Brennstoff entblösst ist, was immer den reichlichen Zufluss abkühlender Luft zur Folge hat und die vollständige Gasmischung hinauszieht. Ebenso ist bei Anwendung kleinstückigen Brennstoffs der Rost viel gleichmässiger mit demselben bedeckt zu halten.

Aus dem Vorstehenden ergiebt sich die wichtige praktische Consequenz, dass, da bei Anwendung kleinstückigen Brennstoffs und starken Zuges die Verbrennung mit geringerem Luftüberschuss erfolgt, der Nutzeffect der Feuerung unter diesen Umständen ein höherer ist; denn eine bestimmte zur Entwickelung gelangte Wärmemenge wird von einer gegebenen Heizfläche um so vollständiger aufgenommen, je kleiner die Masse, in welcher die Wärme enthalten, je kleiner also das Gewicht des gesammten Verbrennungsproductes ist. Ob man im Stande sein wird, bei grösseren technischen Feuerungen eine vollständige Verbrennung mit der einfachen Luftmenge d. h. ohne überschüssigen Sauerstoff, zu erzielen,

kann vorerst weder verneint noch bejaht werden, da in dem obigen Sinne darüber angestellte Versuche bis jetzt nicht vorliegen. Der mit der Kleinheit des Brennstoffs und der Stärke des Zuges wachsende Effect findet jedenfalls seine praktischen Grenzen. Je kleiner man den Brennstoff herstellt, um so grösseren Widerstand findet nicht nur die Luft beim Durchgang, sondern um so leichter wird auch der Brennstoff bei starkem Zug aufgehoben und fortgeblasen. Auch ist zu berücksichtigen, dass sehr hohe Brennstofflagen unbequem für das Reinigen des Rostes, das Herausnehmen der Schlacke sind, die schon nicht so leicht erkennbar ist. Endlich lässt sich nicht von vorn herein behaupten, dass der Nutzeffect der Anlage bei vollkommener Verbrennung mit geringstem Sauerstoffüberschuss gerade der grösste sei. Denn der dann erforderlichen hohen Brennstofflage entspricht ein kleiner Rost und unter solchen Umständen ist die Ausstrahlung nach dem Kessel vermindert; die Feuergase kommen infolge dessen mit höherer Temperatur in die Züge und können auch mit höherer Temperatur in dem Schornstein anlangen.

Eine eigenthümliche Wirkung starken Zuges beobachtete **Prüsmann** bei seinen Versuchen mit der Piesberger Anthracitkohle. Bei einer durch Dampfstrom erzeugten Luftdruck-Verminderung von 30^{mm} Wasser an, am Ende des einen Wasserkessel durchsetzenden Heizrohrs, was einer Schornsteinhöhe von etwa 48^{m} entspricht, wurde die Kohle unmittelbar auf dem Rost dunkel, während im Uebrigen weiter oberhalb das Feuer sehr lebhaft brannte. Die rasch durchziehende Luft kühlte also die Kohlen in hohem Grade, so dass sie nicht einmal die Entzündungstemperatur behielten, also überhaupt nicht brennen konnten. Bei einer Druckverminderung von 34^{mm} (Schornsteinhöhe 53^{m}) nahm sogar die Menge des verzehrten Brennstoffs und der entwickelten Wärme ab. Die Erscheinung wurde übrigens nur bei diesen Kohlen beobachtet, bei der Bochumer gasigen Kohle nicht; sie wird auch, soviel bekannt, bei Anwendung starker Gebläse in all den Fällen nicht beobachtet, wenn Coks gebrannt werden. Die Erklärung findet sich in der eigenthümlichen Beschaffenheit der Anthracitkohle. Dieselbe entwickelt bei dem Glühen fast keine Gase, sie behält infolge dessen während der Verbrennung auch ihre ursprüngliche Form und fast ihr ganzes specifisches Gewicht; sie verbrennt, d. h. verbindet sich mit dem Sauerstoff der Luft nur oberflächlich. Die porösen Coks hingegen werden von der Luft durchdrungen, sie verbinden sich auch in ihrem Inneren mit dem Sauerstoff und entwickeln demnach bei einer gewissen Stückgrösse in gleichen Zeiten und bei gleichem Zug eine viel grössere Menge Wärme als die Anthracitkohle.*) Die Versuche von **Prüsmann** geben dies ganz evident zu erkennen. Die Anthracitkohle erfordert unter allen Umständen hohe Schicht, damit kein Ueberschuss von freiem Sauerstoff in die Schornsteingase gelange, bei derselben Zugstärke viel höhere Schicht als Coks. Die ungenügende Schichthöhe des Anthracits springt bei den **Prüsmann**'schen Versuchen deutlich hervor aus dem mit Zunahme des Zuges rasch abnehmenden Nutzeffect. Wenn bei Anwendung von Coks der Zug zunimmt, so dringt auch in gleichem Verhältniss mehr Luft in deren Inneres und steigert die Wärmeentwickelung, so dass dieselben nur um so heller glühen. Bei dem nur oberflächlich

*) Der Sprachgebrauch bezeichnet die Eigenschaft eines Körpers sich mit der Luft unter Wärmeentwickelung zu verbinden, als „Brennbarkeit", und den Körper selbst in Hinblick hierauf als einen brennbaren. Die Raschheit, mit welcher er unter gleichen Bedingungen (gleich grosse Stücke und gleicher Luftzug) durch Verbindung mit der Luft verzehrt wird und Wärme entwickelt, wird als verschiedener Grad der Brennbarkeit aufgefasst. Coks sind also brennbarer als Anthracit. (Uebrigens wird brennbar auch oft statt entzündlich gebraucht, da der rascher brennende Stoff auch der leichter entzündliche ist, der also schneller oder unter einfacheren Bedingungen in den Zustand des Brennens gebracht werden kann.) Im Allgemeinen ist über die Brennbarkeit der Brennstoffe, welche vom grössten Einfluss auf die Verbrennung über dem Rost ist, das Folgende zu bemerken. Der gasreiche Brennstoff wird rascher verzehrt als der gasarme. Die Wärme, welche auf den Brennstoff einwirkt, um denselben in die Entzündungstemperatur zu versetzen, vergast denselben zum Theil, wodurch das Gewicht in gleichen Zeiten um so mehr abnimmt, je gasreicher der Brennstoff, zumal da der gasreichere auch schon bei niederer Temperatur zersetzt wird. Der glühende Rückstand brennt aber weiterhin nicht nur an der Oberfläche, sondern auch im Inneren und zwar im Allgemeinen um so mehr, je mehr Gase entwickelt worden, denn um so poröser und durchdringlicher für die Luft ist die Kohle (Coks) geworden. So sind es doppelte Ursachen, welche auf den Grad der Brennbarkeit einwirken. Jeder Brennstoff brennt nicht nur an der Oberfläche, sondern auch im Inneren und in der Flamme entfernt von den Stücken. Bei den reinen Kohlen (Coks, Holzkohle, Anthracit) fällt das letztere nahezu weg, und der Anthracit brennt fast nur oberflächlich. Auf die Raschheit der Verzehrung der Volumeneinheit hat übrigens auch das specifische Gewicht bedeutenden Einfluss, im Allgemeinen jedoch in dem gleichen Sinne wie der Gasreichthum, da, mit Ausnahme von Torf, das specifische Gewicht um so kleiner ist, je mehr Gase entwickelt werden oder wurden (bei den reinen Kohlen). Die durchziehende Luft nimmt von dem specifisch leichteren Stoff in gleichen Zeiten ein grösseres Stück weg als von dem schweren. Von den reinen Kohlen vermag nun der brennbarere Stoff — und dies ist für manche praktische Zwecke von grösster Wichtigkeit — in der Zeiteinheit eine grössere Menge Wärme zu entwickeln, somit eine höhere Temperatur zu erzeugen. Er wirkt allerdings nicht so nachhaltig, da er um so rascher verschwindet; in manchen Fällen handelt es sich aber weniger um viel Wärme überhaupt als um möglichst hohe Temperatur, die nur kurz anzuhalten braucht. Im Hohofen erreicht man (in Nordamerika) mit Anthracit nicht das Gleiche wie mit Coks. Anthracit hat beiläufig das doppelte specifische Gewicht wie Coks. Eine gewisse Menge Brennstoff, die für eine bestimmte Wärmeentwickelung nothwendig ist, hat bei jenem in einem Stück 0,7 der Oberfläche wie bei Coks. Dazu noch die mangelnde Porosität. Um die entsprechenden Temperaturen zu erreichen, muss bei Anthracit der Wind unter stärkerem Druck eingeblasen werden als bei Coks; d. h. es muss überhaupt mehr Luft zugeführt werden, damit an derselben Brennstoff-Oberfläche in gegebener Zeit mehr Lufttheilchen vorbeiziehen. Dadurch gelangt nun ein Ueberschuss von Luft in die höheren Theile des Ofens und verzehrt daselbst ein Uebermass von Brennstoff, wo man die Wärme nicht braucht. Dass sich die Coks auch in ihrer Brennbarkeit von einander unterscheiden, je nachdem sie aus mehr oder weniger gasreichen Kohlen stammen, oder je nach der Art ihrer Fabrikation (Gascoks, am schnellsten bereitet, sind am leichtesten), ist bekannt. Die Brennbarkeit hängt übrigens, um dies zum Schluss nicht unerwähnt zu lassen, nicht allein von der Natur der brennenden

brennenden Anthracit kann ohne Zweifel die Stärke der Verbrennung nicht über eine gewisse Grenze gesteigert werden, indem wegen der Reibung und da dem abgerissenen Kohlenstoff doch auch Geschwindigkeit ertheilt werden muss, nicht der Zunahme der Luftgeschwindigkeit proportional auch neue Sauerstofftheilchen an die Kohlenfläche gelangen. (Es ist übrigens nicht unwahrscheinlich, dass es auch für Coks eine Grenze des Zuges giebt, bei welcher die Wärmeentwickelung einen Maximalwerth erlangt, über welchen hinaus eine Abkühlung eintritt, und zwar aus den gleichen für Anthracit angegebenen Gründen. Die Grenze dürfte nur in der Praxis, d. h. bei den grössten durch Schornsteine oder Gebläse erzeugten Zugstärken nicht erreicht

---

Substanz selbst, sondern auch von ihren nicht brennenden Beimengungen, der Asche, ab. Wenn dieselbe in grösserer Menge vorhanden ist, so kann sie den Brennstoff von Anfang an und noch mehr, wenn ein gewisser Abbrand erfolgt ist, förmlich einhüllen und dadurch den Zutritt der Luft schwächen.

„Entzünden" heisst ins Brennen versetzen, den Anstoss dazu geben, dass eine Substanz von sich aus weiter brennt. Mit dem Brennen, dem sich Verbinden eines Brennstoffs mit dem Sauerstoff der Luft, ist eine Zeit lang immer die Entzündung noch nicht brennender Theile verbunden. Die eigentlichen Brennstoffe verbinden sich mit dem Sauerstoff, wenn sie ins Glühen kommen. Entzünden ist also eigentlich soviel wie ins Glühen bringen. Das erfordert nun bei den verschiedenen Brennstoffen einen sehr ungleichen Aufwand von Wärme, und wenn es sich nicht blos darum, sondern auch um die selbstthätige Fortsetzung der Entzündung und Erhaltung des Feuers handelt, verschiedenartige Anhäufung des Brennstoffs. Betrachten wir zunächst die Kohlen in engerem Sinne, die Producte der Verkohlung der natürlichen Brennstoffe. Den grössten Gegensatz bei denselben bilden Holzkohlen und Coks: erstere entzünden sich leicht, d. h. durch wenig Wärme, und brennen in kleinen Stücken weiter fort, letztere entzünden sich schwer und erlöschen sehr rasch an der Luft. Jede dieser beiden Sorten zeigt in ihren einzelnen Abarten jedoch wieder ziemlich grosse Verschiedenheiten. Die gewöhnliche Meilerkohle entzündet sich schwerer als die Bäckerkohle und erlischt auch in der Regel, wenn sie nur an einem Ende angezündet wird, während letztere die Entzündung über die ganze Masse fortsetzt und vollständig verbrennt. Ebenso sind die Coke unter einander sehr verschieden. Die Gascoks sind entzündlicher als die Hüttencoks derselben Kohle; die Saarcoks entzündlicher als die Ruhrcoks. Diese Verschiedenheiten sind wahrscheinlich bedingt durch die moleculare Anordnung der Theile, durch ihre Dichtigkeit sowie durch ihre Leitungsfähigkeit für die Wärme. Je dichter die Substanz (abhängig von der Höhe der Temperatur, bei welcher sie bereitet wurde, und der Menge des entwickelten Gases), um so besserer Leiter für die Wärme wird dieselbe, um so rascher wird die an einer Stelle erzeugte Wärme weiter in die übrige Masse fortgeführt; je dichter die Substanz ferner, um so weniger Angriffspunkte bietet sie dem Sauerstoff der Luft dar, um so weniger Wärme kann somit an einer gegebenen Stelle in der Zeiteinheit neu producirt werden. Wird behufs Entzündung Wärme an eine kleine Stelle eines grösseren Stückes dichter (harter, schwerer) Kohle geführt, so wird nur eine verhältnissmässig starke Wärmequelle die Kohle ins Glühen versetzen können, zum Fortbrennen nach Entfernen der Wärmequelle kommt es jedoch nicht, da die Wärme sich rasch über die ganze Masse verbreitet, und die durch Verbindung des Sauerstoffs mit der noch glühenden Kohle neu gebildete Wärme zu gering ist, um die Entzündungstemperatur auf ihrer Höhe zu erhalten. An einer kleinen Stelle glühender Coks wird somit fast sofort schwarz nach Entfernen der Wärmequelle. Ebenso erlischt ein aus dem Ofen genommenes, durch die ganze Masse glühendes Stück Coks sehr rasch an der Luft, da die von der ganzen Oberfläche durch Strahlung sowie durch Ableitung an die vorbeiziehende Luft abgegebene Wärme, die rasch von dem Inneren nach der Oberfläche fortschreitet, grösser ist als die in gleicher Zeit an der Oberfläche durch Verbindung mit dem Sauerstoff der Luft neu producirte. Den höchsten Grad von Dichtigkeit und somit Leitungsfähigkeit besitzt die an den Wänden der Gasretorten durch Zersetzen der Kohlenwasserstoffe abgeschiedene Kohle, dieselbe erscheint fast unverbrennlich.

Die Kunst, einen schwer entzündlichen Brennstoff wie Coks, die älteren Steinkohlen, insbesondere Anthracit, zu verbrennen, beruht nicht sowol darin, denselben im Ofen einem starken Zug auszusetzen, d. h. sehr viel davon in kurzer Zeit zu verbrennen, wie die ganz allgemein verbreitete Ansicht ist, sondern vielmehr einfach darin, denselben im Glühen zu erhalten, und dies erreicht man dadurch, dass man eine grössere Masse des Brennstoffs in einem schachtförmigen Feuerherd vereinigt und den letzteren wo möglich noch auf geringe Höhe mit einem schlechten Wärmeleiter (Thon, Stein) auskleidet. Unter solchen Umständen kann man jedes Minimalquantum eines schwer entzündlichen Brennstoffs brennen. Als Erforderniss ist dabei jedoch noch anzugeben, dass die Stücke des Brennstoffs klein sind (Bohnen- bis Nussgrösse), so dass eine möglichst grosse Oberfläche von der durchziehenden Luft getroffen wird. In diesem Falle kann man selbst in einem eisernen Ofen (Füllofen) mittelst des kleinen Betrages von 125g Gascoks die Stunde das Feuer unterhalten. Bei Hüttencoks muss die Verbrennung etwas stärker sein, noch mehr beim ächten (amerikanischen) Anthracit, und ist für letzteren bei kleineren Oefen die Anwendung eines mit Thon ausgekleideten Herdes zu empfehlen. Ist hingegen die Schichthöhe des Brennstoffs gering, und besteht derselbe noch aus grösseren Stücken, welche breite Canäle zwischen sich lassen, so geht ein grosser Ueberschuss von Luft durch die Masse und entführt eine beträchtliche Menge Wärme, welche sonst in den Stücken selbst bleiben und von diesen nur durch die Ofenwände abgegeben werden könnte. Es muss jetzt eine lebhafte Verbrennung unterhalten werden — dies gelingt nur bei starkem Zug — um den Brennstoff vor dem Erlöschen zu schützen, und der Ofen kommt in übergrosse Hitze. In den ersten Zeiten, als man Coks zum Brennen in eisernen Stubenöfen verwendete, hatte man überall mit diesem Missstand zu kämpfen, da man die Stücke nicht zerkleinerte bezw. sortirte, und der Brennstoff wurde wieder aufgegeben. Der Verfasser machte bei Beschreibung seines Füllofens zum ersten Male darauf aufmerksam, von welcher Wichtigkeit bei Coksbrand die Zerkleinerung der Masse ist, und nachdem seit dieser Zeit die Gasfabriken selbst angefangen haben, richtig zerkleinerten Coks zu liefern, hat dessen häusliche Verwendung als anerkannt vorzüglichster Brennstoff ungemein zugenommen. Dass Coks im Uebrigen, auch in grösseren Stücken ohne jeden (starken) Zug gebrannt werden können, davon kann man sich oft auf offener Strasse beim Legen von Wasserleitungsröhren überzeugen, wo das Blei in offener Feuerung geschmolzen wird, welche aus einem grossen eisernen, mit etwa 25k Coks gefüllten Korb besteht, so dass man die glühende Masse von allen Seiten frei vor Augen hat. Die Luft dringt hier ohne Zuleitung im gewöhnlichen Sinne in den Brennstoff ein und erzeugt im Inneren eine genügende Menge Wärme, um die Gluth zu erhalten: die Oberfläche, an welcher der Verlust stattfindet, ist hier verhältnissmässig klein zu der gesammten Masse, innerhalb deren die Verbrennung erfolgt.

Die natürlichen Brennstoffe unterscheiden sich in ihrer Entzündlichkeit in noch höherem Grade als die künstlichen Kohlen; zum Theil sind sie weit entzündlicher. Es rührt dies daher, dass sie bei der Erhitzung brennbare Gase entwickeln, die sich sofort entzünden und mit ihrer Wärme weiterhin auf den Brennstoff einwirken und seine Temperatur steigern: gleichzeitig wird aber die Oberfläche des Brennstoffs bei der Verkohlung porös und die Theilchen dadurch auch innen der Luft zugänglich. Ein natürlicher Brennstoff ist um so entzündlicher, je mehr Gase er entwickelt, am meisten deshalb das Holz, das an 80 pCt. gasförmigen Brennstoff aussendet, welcher sich als Flamme zu erkennen giebt. Bei rascher Erhitzung verliert Holz mehr Gase als bei langsamer, darum ist die lockere leichte Bäckerkohle entzündlicher als die Meilerkohle, ebenso Gascoks entzündlicher als Hüttencoks.

werden.) Die Verbrennung erreicht bei einem gewissen Zug einen Maximalwerth, und wenn mehr kalte Luft vorbeizieht, so entführt sie eine grössere Menge Wärme, als neu gebildet werden kann; die Folge ist eine rasche Abkühlung unter die Entzündungstemperatur. Aehnlich wie der Piesberger Anthracit würden sich von deutschen Kohlen voraussichtlich die Offenburger (Baden), die magere Kohle von Kohlscheidt (Aachen) und die magere Kohle von Langenbrahm (Westfalen) verhalten. In hohen Schichten auf dem Roste verbrannt kann jedoch auch bei Anthracit die Stärke der Verbrennung und Wärmeentwickelung beliebig gesteigert werden, sobald nur mit Anwachsen des Zuges auch die Schicht entsprechend erhöht wird; denn wenn der Anthracit auch unmittelbar über dem Roste nicht brennen kann, so wärmt er doch die Luft vor, da die Wärme durch Leitung in dem Brennstoff von oben nach unten zieht, und so wird immer in einer gewissen Höhe über dem Roste (je nach Stärke des Zuges) die Luft so heiss geworden sein, dass sie den Brennstoff nicht mehr unter die Entzündungstemperatur abkühlt und dass sie sich mit demselben verbindet. —

Die Betrachtungen, welche seither über das Verhalten der reinen Kohle (Coks) angestellt wurden, lassen sich mit geringen Modificationen auf das Verhalten der gasreichen Brennstoffe übertragen. So weit es sich um Steinkohlen handelt, kommt immer einmal ein Zeitpunkt, wo dieselben als Coks auf dem Roste liegen; die Art der Verbrennung und der Nutzeffect gestalten sich von da an wie oben dargestellt. Im ersten Stadium, nachdem frische Steinkohlen aufgeschüttet, ist jedoch das Verhalten etwas abweichend. Die Kohlen destilliren nämlich, die entwickelten Gase treten sofort in die Feuerzüge mit der durch den Brennstoff gezogenen Luft. Nur ein grosser Ueberschuss von freiem Sauerstoff vermöchte hier eine vollständige Verbrennung zu bewirken. Eine innige gleichartige Mischung ist dadurch erschwert, dass die Destillationsproducte nicht alle gasförmig, sondern zum Theil feste Körper (Russ) oder Nebel schwer flüchtiger Kohlenwasserstoffe sind, denen die Eigenschaft der Diffusion abgeht. Bei der Schwierigkeit, eine vollständige Verbrennung hier zu erreichen, verzichtet man besser darauf und lässt lieber eine kleine Menge unverbrannter Theile in dem sichtbaren Rauch entweichen, als dass man durch Uebermass von Luft die Gase stark kühlt und damit den Nutzeffect mehr vermindert als durch den kleinen Brennstoffverlust. So günstig und mit demselben Nutzeffect wie Coks können jedoch Steinkohlen bei periodischem Schüren nie gebrannt werden. Die von Anfang reichlich sich entwickelnden Gase beanspruchen jedenfalls eine grosse Menge Luft, wenn man auch die Verbrennung derselben nicht vollständig machen will. Darauf muss also der Zug eingerichtet sein. Die erforderliche Luftmenge sinkt rasch mit Abtreiben der Destillationsproducte, und von dem Augenblick an, wo nur noch Coks brennen, ist der Luftbedarf ein relativ geringer. Aber jetzt strömt immer noch dieselbe Luftmenge durch den Rost wie zuvor; ja sie wird noch zunehmen, da die Masse sich vermindert und der Durchgang der Luft erleichtert ist (wie übrigens auch bei reinem Coksbrand). Die Folge ist, dass mit dem Fortschreiten der Verbrennung eine immer wachsende Menge überflüssigen freien Sauerstoffs in die Schornsteingase gelangt, wodurch natürlich der Nutzeffect sinken muss. Eine Steinkohlenfeuerung würde für grössten Nutzeffect einen Wechsel der Zugstärke bedingen; nach Aufschütten der Kohlen grösster Zug, dann langsam abnehmend bis zu nächster Schüttung. Dies liesse sich erreichen entweder durch verschiedene Stellung einer Aschenkastenthür oder eines Schornsteinschiebers.

Etwas besser gestaltet sich die Verbrennung, wenn man die Steinkohlen nur vorn auf dem Roste frisch auffüllt, so dass sie langsam durch Strahlung erwärmt abdestilliren, was sich bis zur nächsten Schürung fortsetzen kann, wo dann die frühere Füllung vorgeschoben wird. Eine ganz gleichmässige Verbrennung liesse sich nur bei fortwährender Beschüttung des Rostes mit den Kohlen, wie bei Anwendung der Stanley'schen Schleuder, erzielen; leider ist dies Mittel zu umständlich für häufigeren Gebrauch.

Nicht allzugrosse und thunlichst gleichgrosse Stücke sind auch bei Steinkohlenbrand vortheilhaft für ökonomische Verbrennung, da solche den Rost gleichförmiger bedecken. Kleine Stücke destilliren allerdings rascher als grosse, da sie sich rascher durch ihre ganze Masse erwärmen. Dies ist für eine vollständige Verbrennung von Anfang an ungünstig. Es muss dann weniger auf einmal und in kürzeren Perioden aufgeschüttet werden. Manche (jüngere) Kohlen haben die Eigenschaft, bei der Erhitzung aufzuspringen, sie können dabei die umgebenden Kohlen oder bereits gebildete Coks bei Seite schieben und der Luft vermehrten Durchlass gestatten; andere Kohlen (die backenden) erweichen in der Hitze teigartig und füllen die Zwischenräume zwischen den umgebenden oder unterliegenden Kohlen oder Coks aus, manche ältere anthracitartige Kohlen zersplittern im Feuer und bilden dadurch viel feinkörnige Substanz; beides letztere stört den Durchzug der Luft. Alle diese Umstände wirken gleich nachtheilig auf rasche vollständige Verbrennung und Nutzeffect ein.

Bei den jüngeren Brennstoffen, die noch mehr Gas entwickeln als die Kohlen, wird die vollständige Verbrennung ohne grossen Luftüberschuss noch schwieriger gelingen; es kommt dazu, dass die Form der meisten, wie Holz, Lignit, eine vertheilte Luftzuführung nicht gestattet, die Luft passirt den Brennstoff in vereinzelten dicken Strömen. Diese Brennstoffe werden deshalb einen noch geringeren Nutzeffect erwarten lassen als die Steinkohlen. Es kommt noch in Betracht, dass dieselben in viel geringerem Grade durch Strahlung Wärme abgeben, welche Wirkung überhaupt bei den gasarmen Brennstoffen am grössten ist. Es ziehen deshalb die Gase mit höherer Temperatur in die Canäle und können bei gegebener Heizfläche weniger Wärme abgeben, bis

sie in den Schornstein gelangen. Grössere Heizfläche ist hier also geboten.

In dem Folgenden ist eine Tabelle zusammengestellt, aus welcher ersichtlich wird, wie sich Verbrennung, Wärmeentwickelung und Nutzeffect gestalten bei verschiedener Brennstoffhöhe. Als Brennstoff ist reine (aschenfreie) Kohle als Coks oder Anthracit angenommen, bei denen die Gasentwickelung bei der Erhitzung zu vernachlässigen ist; die Brennstoffgrösse soll immer eine gleichförmige sein. Die Menge von durch den unverändert grossen Rost strömender Luft ist stets die gleiche in gleicher Zeit, also z. B. 4^k Sauerstoff oder $17^k,3$ Luft in der Stunde. Die Temperatur der in den Schornstein abziehenden Gase ist als constant 200° C. angenommen.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L
No.	Verbrannte Kohle	Gebildete Kohlensäure		Gebildetes Kohlenoxyd		Freier Sauerstoff	Erzeugte Wärme	Verbrennungs-Temperatur	Uebertragbare Wärme	Nutzeffect der Verbrennung	Verlust im Schornstein
		Kohle	Sauerstoff	Kohle	Sauerstoff						
	k	k	k	k	k	k	c	°C.	c	pCt.	pCt.
1	0,28	0,28	0,8	—	—	3,2	2424	540	1524	100	40
2	0,375	0,375	1	—	—	3	3030	700	2150	100	30
3	0,75	0,75	2	—	—	2	6060	1350	5160	100	14
4	1,00	1,00	$2^2/_3$	—	—	$1^1/_3$	8080	1750	7160	100	11
5	1,33	1,33	4	—	—	0	12120	2600	11190	100	8
6	1,50	0,75	2	0,75	1	1	7896	1680	6956	65	12
7	2,00	1,00	$2^2/_3$	1,00	$1^1/_3$	0	10530	2200	9570	66	9
8	2,25	0,75	2	1,50	2	0	9735	2000	8755	54	10
9	2,62	0,37	1	2,25	3	0	8524	1700	7542	40	12
10	3,00	—	—	3,00	4	0	7350	1440	6330	30	14

Spalte A enthält das Gewicht der in der Stunde verbrannten Kohle; die Zahlen sind die Summen der in Spalte B und D enthaltenen. Die Spalte B giebt an, wie viel Kohle zu Kohlensäure verbrannt ist, die Spalte D, wie viel zu Kohlenoxyd. Unter C und E befinden sich die zugehörigen Mengen Sauerstoff; F ist der freie Sauerstoff. Die Summe von C, E und F ist immer 4^k. G giebt die Menge bei der Verbrennung entwickelter Wärme. Diese Zahlen dividirt durch den vollen calorimetrischen Effect der verbrannten Kohle (Zahlen der Spalte A multiplicirt mit 8080), geben den Nutzeffect der Verbrennung in Spalte K. Spalte H enthält die Verbrennungstemperaturen. Bei ihrer Berechnung nahm man einfach die specifische Wärme der Verbrennungsproducte zu $^1/_4$ an, da sie doch nur vergleichenden Werth haben können. Man erhält dieselben, indem man die Menge der Verbrennungsluft $17^k,3$ um die Zahlen der Spalte A vermehrt, von dem Ganzen $^1/_4$ nimmt und mit der erhaltenen Zahl in die Zahlen der Spalte G dividirt. Spalte L giebt den Wärmeverlust in Procenten der entwickelten Wärme (G) im Schornstein an, wenn dessen Temperatur stets 200° C. ist. Zieht man diesen Verlust von den Zahlen in Spalte G ab, so erhält man die Zahlen der Spalte I. Dieselben besagen, wie viel Wärme nach aussen abgegeben werden kann. Nur ein Theil davon kommt dem Kessel zu gut; ein Theil geht durch die Zugcanäle in den Erdboden oder in die freie Luft.

Querspalte No. 1 bis 5 enthält die Berechnung für vollkommene Verbrennung, No. 6 bis 10 für unvollkommene. No. 3 enthält den Fall der Verbrennung bei doppelter Luftmenge, No. 5 den bei einfacher. Die zu entwickelnde und übertragbare Wärme ist hier die bei weitem grösste; es geht daraus hervor, wie wichtig es ist, alle die Mittel zur Anwendung zu bringen, die an eine solche Verbrennung heranführen. Unter 6 bis 10 findet man, dass sich auch bei sehr unvollkommener Verbrennung noch Wärmemengen entwickeln lassen, die diejenigen bei vollständiger Verbrennung mit doppeltem Luftüberschuss übertreffen, aber mit ausserordentlichem Brennstoffverlust. Es sind verschiedene mögliche Fälle berechnet, u. A. bei vollständigem Verbrauch des Sauerstoffs No. 7 unter der Annahme, dass von der Kohle die Hälfte zu Kohlenoxyd und die Hälfte zu Kohlensäure verbrenne, No. 8 unter der Annahme, dass von dem Sauerstoff je die Hälfte zu Kohlensäure und Kohlenoxyd verbrenne. Der erstere Fall giebt für die unvollständige Verbrennung die Maximalleistung.

Es ist übrigens hervorzuheben, dass bei gegebenem Schornstein und Rost die Verbrennung nur qualitativ sich so gestalten kann wie in der Tabelle gezeigt; denn mit Erhöhung der Brennstoffschicht nimmt die Menge durchströmender Luft ab und damit auch die Menge verbrannter Kohle. Letztere hat einen Maximalwerth, der vielleicht von No. 3, Verbrennung bei doppelter Luftmenge, nicht sehr entfernt ist.

Wenn statt mit Anthracit oder Coks mit einem gasreichen Brennstoff geheizt wird, so findet sich in den Verbrennungsproducten bei unvollständiger Verbrennung weniger Kohlenoxyd, dafür aber eine gewisse Menge anderer brennbarer Körper, wie Kohlenwasserstoffe in gas- und dampfförmigem Zustand, Russ, und ein stark gefärbter Rauch entweicht aus dem Schornstein. Wärmegewinn und Brennstoffverlust werden sich ähnlich gestalten wie im früheren Falle.

Aus der vorstehenden Auseinandersetzung lässt sich nun eine Reihe von Schlussfolgerungen ziehen, aus denen ersichtlich werden wird, wie die verschiedenen Factoren einer Feuerung: Natur des Brennstoffs, Stückgrösse desselben, Rostgrösse, Höhe der Brennstoffschicht auf dem Rost, Zugstärke und Schornstein, auf die Beschaffenheit des Feuers und die Stärke der Wärmeentwickelung sowie den Nutzeffect einwirken. Unter Zugstärke ist in der Folge die Menge der durch den Rost in der Zeiteinheit gehenden Luft verstanden, welche nicht nur von Höhe und Temperatur des Schornsteins abhängt, sondern auch von dem Widerstand, den die Luft beim Durchgange durch den Brennstoff erfährt, abgesehen von dem als nicht variabel angesehenen Widerstand in den Zugcanälen. Beste oder günstigste Verbrennung ist die vollkommene bei gerade nothwendigem Sauerstoffüberschuss. Das Schüren werde in kurzen Perioden über die ganze Rostfläche stattfindend angenommen, so dass die Beschaffenheit des Feuers an

jeder Stelle des Rostes eine gleichartige auf die Dauer bleibt. Die Schornsteintemperatur sei in den verschiedenen Fällen eine nahe gleiche.

1) Rostfläche, Brennstoffgrösse und Schichthöhe sind gegeben. In welchem Verhältniss stehen bei Anwendung verschiedener Brennstoffe für günstigste Verbrennung Zugstärke, Schornsteinhöhe und erzeugte Wärme?

Der gasreiche Brennstoff brennt rascher als der gasarme, da die Verbrennung nicht nur an der Oberfläche erfolgt, sondern auch wegen der entstehenden Porosität (der Coks, Holzkohlen u. s. w.) im Inneren und insbesondere noch entfernt von demselben in den entwickelten Gasen, die gerade die Ursache der Porosität sind. Die Zugstärke muss im Verhältniss der Raschheit der Verbrennung stehen, ja sogar in etwas grösserem, da der gasreiche Brennstoff relativ mehr Luft für beste Verbrennung erfordert als der gasarme. Der gasreiche Brennstoff bedarf unter obigen Umständen einen höheren Schornstein als der gasarme. Denn die Höhe des Schornsteins ist bedingt durch die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch den Brennstoff zieht. Die Weite der verschiedenen Schornsteine kann eine gleiche sein, dem nach Luftbedarf rechnungsmässig höheren Schornstein muss jedoch dann wegen der seiner grösseren Höhe und der grösseren Geschwindigkeit der Gase entsprechenden grösseren Reibung noch ein gewisses Mehr an Höhe gegeben werden. Der gasreiche Brennstoff entwickelt auf demselben Rost und bei der gleichen Brennstoffgrösse und Schichthöhe für beste Verbrennung mehr Wärme als der gasarme Brennstoff.

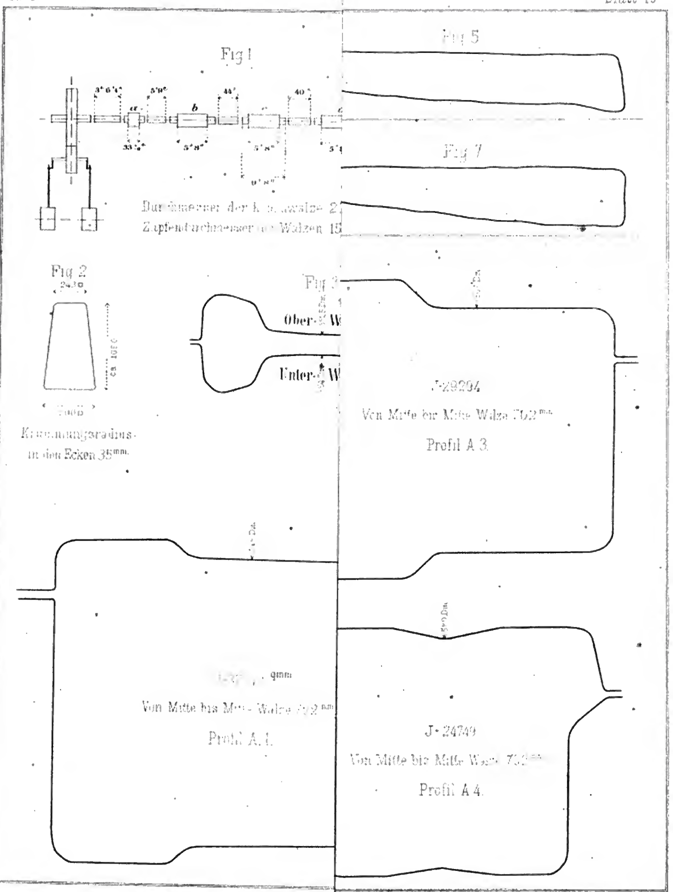
2) Brennstoffgrösse, Schichthöhe, günstigste Verbrennung und Menge der in der Zeiteinheit zu entwickelnden Wärme sind gegeben. Rost und Schornstein? Aus dem Vorhergehenden folgt, dass der gasarme Brennstoff einen grösseren Rost erhalten muss als der gasreiche. Anthracit verlangt den grössten Rost, Holz den kleinsten. Coks begnügen sich wegen ihrer Porosität mit kleinerem Rost als Anthracit. Der niedrigere Schornstein des gasarmen Brennstoffs muss entsprechend dem grösseren Roste weiter gemacht werden als der höhere Schornstein des gasreichen Brennstoffs. Natürlich liesse sich auch durch Erhöhung des gleich weiten Schornsteins die erforderliche Menge Luft durch den gösseren Rost führen, und wäre dies bei engen Zugcanälen sogar nöthig. Von der Einwirkung der letzteren auf die Zugstärke ist jedoch abgesehen, und dann soll der Schornstein nur gerade so hoch wie durchaus nothwendig, um die Luft mit einer gewissen Geschwindigkeit durch den Brennstoff zu führen, angenommen werden. So weit stehen Rostfläche und Schornsteinweite für alle Brennstoffe auch in demselben Verhältniss.

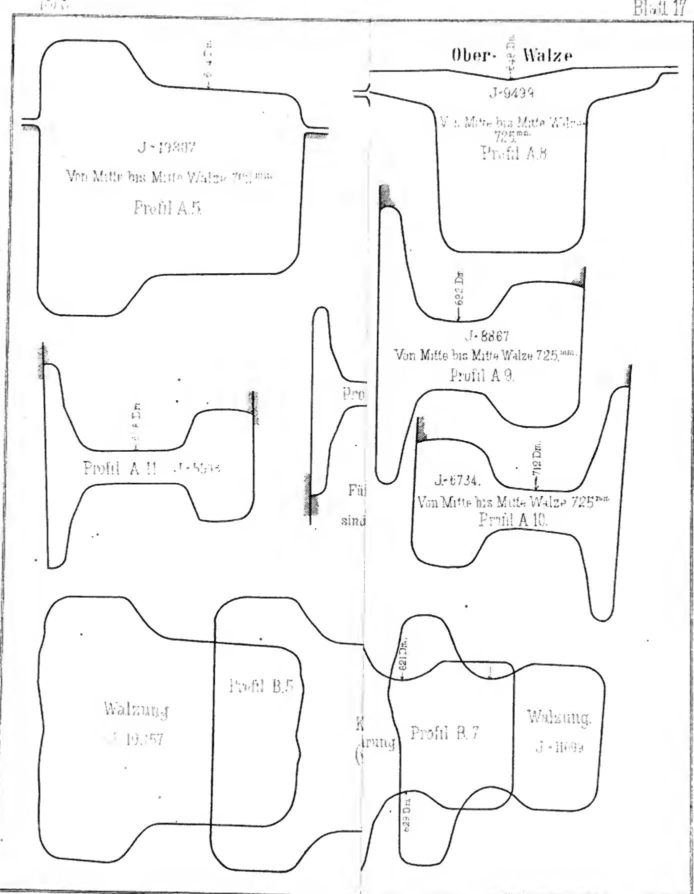
3) Rostfläche, Zugstärke, Brennstoffgrösse und beste Verbrennung sind gegeben. Schichthöhe, Schornstein, Wärme? Der gasreiche Brennstoff verlangt eine niedrigere Schichthöhe als der gasarme, damit für beste Verbrennung eine entsprechend grosse Menge freien Sauerstoffs über den Brennstoff zu den entwickelten Gasen gelangen kann. Anthracit bedarf wegen mangelnder Porosität eine grössere Schichthöhe als Coks. Die unter solchen Umständen entwickelte Wärme ist für die gasreichen Brennstoffe kleiner als für die gasarmen, da bei ersteren weniger Sauerstoff zur Wirkung gekommen ist als bei letzteren. Der gasarme Brennstoff verlangt einen höheren Schornstein als der gasreiche Brennstoff. Die Luftgeschwindigkeit innerhalb des Brennstoffs ist zwar in beiden Fällen gleich; die höhere Schicht des gasarmen Brennstoffs verursacht jedoch grössere Reibung, die nur durch entsprechend höheren Schornstein überwunden werden kann. Die Schornsteine erhalten gleiche Weite.

4) Rostfläche, Brennstoffgrösse, beste Verbrennung und Menge der zu entwickelnden Wärme sind gegeben. Zugstärke, Schornstein, Schichthöhe? Der gasreiche Brennstoff muss etwas rascher verbrannt werden als im vorhergehenden Falle, da dort ein Theil des Sauerstoffs unwirksam blieb. Es muss zu dem Ende mehr Luft durch den Brennstoff strömen, dafür ist der Schornstein etwas höher, und wenn die Geschwindigkeit und Reibung darin die gleichen bleiben sollen, auch etwas weiter zu machen als bei No. 3), ebenso die Schichthöhe. Wie hoch der Schornstein nun wird im Verhältniss zu dem Schornstein des gasarmen Brennstoffs, lässt sich nicht voraussehen. Ueberwiegt der Transport einer grösseren Menge Luft oder der grössere Widerstand der höheren Brennstoffschicht? Dies ist unbestimmbar; jedoch nicht unwahrscheinlich, dass beim Anthracit, da demselben eine sehr grosse Höhe auf dem Rost zu geben ist, der Widerstand überwiegt, so dass hier ein höherer Schornstein anzuwenden sein wird.

5) Rostfläche, Brennstoffgrösse, beste Verbrennung und Schornstein sind gegeben. Schichthöhe und Menge der erzeugten Wärme? Die Schichthöhe ist wie bei No. 3) und 4) bei dem gasreichen Brennstoff kleiner als bei dem gasarmen. Wenn in No. 4) es sich nicht sicher entscheiden liess, ob für gleiche Mengen Wärme die verschiedenen Brennstoffe ungleich hohe Schornsteine bedürfen, so ist hier umgekehrt für gleiche Schornsteine dasselbe bezüglich der erzeugten Wärme zu wiederholen; doch wiederum nicht unwahrscheinlich, dass Anthracit weniger Wärme entwickeln wird als gasreiche Brennstoffe. Vielleicht dass im Allgemeinen sehr gasarme Brennstoffe weniger Wärme produciren als sehr gasreiche. Trifft dies zu, dann kann man, wenn eine Feuerungsanlage bei Anwendung eines sehr gasreichen Brennstoffs gerade ausreichende Wirkung giebt, mit einem sehr gasarmen Brennstoff nicht das Gleiche erreichen. Umgekehrt wenn eine Anlage bei Anwendung eines sehr gasarmen Brennstoffs ungenügende Wärme giebt, so kann durch Uebergang zu einem sehr gasreichen Brennstoff die Wärmeentwickelung gesteigert werden.

6) Brennstoffgrösse, Schornstein, beste Verbrennung und Menge der zu erzeugenden


Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 5
Fig 7
Ober-W
Unter-W
Krümmungsradius in den Ecken 35mm.
J-29294
Von Mitte bis Mitte Walze 762mm
Profil A 3.
Profil A.1.
J-24749
Profil A 4.


Ober- Walze
J-9499
Von Mitte bis Mitte Walze 725 mm.
Profil A.8
J-19897
Von Mitte bis Mitte Walze 725 mm.
Profil A.5
682 Dm.
J-8867
Von Mitte bis Mitte Walze 725 mm.
Profil A 9.
Profil A 11
712 Dm.
J-6734.
Von Mitte bis Mitte Walze 725 mm.
Profil A 10.
621 Dm.
Walzung
J-19157
Profil B.5
Profil B.7
Walzung.
629 Dm.

Richard Wels:

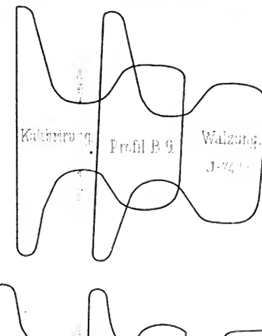
Notizen über Kraftbedarf zum Walzen von Stahlschienen.

Kalibrirung.

Profil B 8

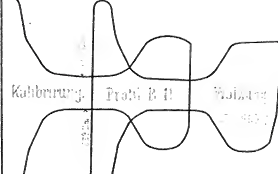
Walzung.

J-9175.



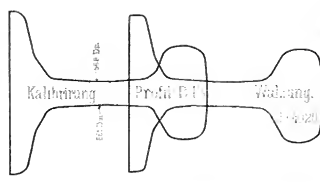
Kalibrirung

Walzung



Kalibrirung.

Profil B 12



Wärme sind gegeben. Rostfläche und Schichthöhe? Entwickeln gasarme Brennstoffe bei der im Vorhergehenden bestimmten Schichthöhe auf derselben Rostfläche weniger Wärme als gasreiche, so muss der Rost bei ersteren im Verhältniss weiter gemacht und dann die Schichthöhe etwas niedriger gehalten werden. Sobald jedoch eine solche Rostveränderung vorgenommen wird, lässt sich bei dem gasarmen Brennstoff dieselbe Menge Luft hindurchführen wie bei dem gasreichen. Die Wärmeentwickelung ist dann bei jenem verstärkt, da der Sauerstoff mehr ausgenutzt wird.

(Schluss folgt.)

Notizen über Kraftbedarf zum Walzen von Stahlschienen.

Von **Richard Wels.**

(Hierzu Blatt 16 bis 18.)

„Es wäre wol zeitgemäss, einmal durch Versuche zu constatiren, welche Kraft solche Kolosse (von Walzwerken) allein zur Bewegung gebrauchen", sagt Hr. R. M. Daelen S. 70 dieses Jahrganges. Diese Bemerkung veranlasst mich, einige Ermittelungen der Oeffentlichkeit zu übergeben, welche diesen Gegenstand zum Theil betreffen.

Die nachfolgenden Untersuchungen über den Kraftbedarf beim Stahlschienenwalzen, die nur gelegentlich vor einem Jahre gemacht werden konnten, waren in der Erwartung begonnen, dass zwischen dem Kraftaufwande und der Querschnittänderung des Fabrikates nicht allzu schwer eine annähernde Relation aufzustellen sei, welche für alle Querschnittsformen Giltigkeit habe. Die wirkliche Schwierigkeit des Gegenstandes und andere Lebensaufgaben zwangen mich indessen, das Ziel aufzugeben. Möchte das gesammelte, gewissenhaft gesichtete Material zu weiteren Forschungen anregen.

Die sämmtlichen Ermittelungen beziehen sich auf die Reversirwalzenstrasse zu Osnabrück.

Die reversirende Betriebsmaschine hatte zwei Cylinder von je 3 Fuss Durchm. und 4 Fuss 6 Zoll Hub, Coulissensteuerung mit Ventilen und eine Zahnradübersetzung von 2 : 1. Ein Schwungrad war nicht vorhanden. Einige Daten über die Walzenstrasse sind in Fig. 1, Blatt 16, angegeben.

Der Walzprocess bestand in folgenden Manipulationen:

Warme Bessemerstahl-Blöcke von 545 bis 555^k Gewicht und in Fig. 2 angegebener Form wurden in Siemens-Oefen gewärmt und auf dem Gerüst *b* in 5 Kalibern mit 11 Stichen in 90 bis 95 Secunden mit 83 bis 86 Gesammt-Maschinenumgängen — also die leerlaufenden Umdrehungen mitgezählt — vorgewalzt, dann im Ofen nachgewärmt und in 13 Kalibern fertig gewalzt. Die Oberwalze des Vorwalzengerüstes war abbalancirt und durch Schrauben verstellbar.

Es befanden sich die Kaliber

1 bis 5 in dem Walzenpaar *c*
6 „ 10 „ „ „ *d*
11 „ 13 „ „ „ *e*

und es erforderte

Kaliber 1 bis 5: 38
„ 6 „ 10: 60
„ 11 „ 13: 58

Umdrehungen der Maschine bezw. die halbe Zahl an Walzenumgängen.

Das Fertigwalzen (Kaliber 1 bis 13 umfassend) geschah in 165 bis 180 Secunden und zwar bei constanter Geschwindigkeit, nämlich bei 50 bis 53 Maschinenumgängen pro Minute.

Diese Zahlen, die von der Dampfspannung, von der Geschicklichkeit der Arbeiter, von der Tageszeit (wegen Ermüdung des Personals), von der Kalibrirung (insofern der „Einstich" leicht oder schwer zu bewirken ist) abhängen, erweisen sich doch auf ein und demselben Etablissement als ziemlich constant, und haben dieselben daher einen grösseren als erläuternden Werth.

Die oben angeführte Schwierigkeit, eine allgemein giltige Relation für den Walzprocess auf Grund von Versuchen aufzustellen, ist folgenden Umständen zuzuschreiben:

1) Feststellung des Kraftaufwandes.

Bekanntlich ist der Querschnitt des gewalzten Blockes in warmem Zustande nicht congruent mit dem Kaliber, und hängt die Abweichung dieser Congruenz nicht allein von dem unmittelbar vorhergehenden, sondern auch von dem weiter zurückliegenden Kaliber ab. Man müsste also einen Block von bestimmter Temperatur bis zu einem Kaliber *P* walzen, dann einen zweiten Block von genau demselben Material und derselben Temperatur bis zu dem folgenden Kaliber *Q*. Beide Walzproducte durchgesägt würden dann bei Vergleichung der Querschnitte ergeben, welche Querschnittsänderung bei dieser Fabrikation durch das Kaliber *Q* entsteht. Abweichungen in der Härte und in der Temperatur des Walzmaterials werden andere Querschnittsänderungen und anderen Kraftconsum zur Folge haben.

Bei obiger Feststellung der Querschnittsänderung müssten bei einer zweicylindrigen Maschine vier Indicatoren zugleich Diagramme verzeichnen. Nur ein Diagramm zu entnehmen und nach einander die Wirkungsweise der Steuerung zu constatiren, führt aus dem Grunde nicht zum Ziel, weil die nutzbaren Widerstände variiren, und die Diagramme des Leerganges

die gewünschte Constante ebenfalls nicht enthalten, da in diesem Falle die Aenderung des Beharrungszustandes die grössten Fehler hervorruft.

Die Figuren B 5 bis B 13 auf Blatt 17 und 18 zeigen die Querschnitte der kalt gewordenen Stahlblöcke sowie die Kaliberformen, welche sie passirt haben. Die Querschnitte sind mittelst Durchsägen von Blöcken regelrechter Fabrikation gewonnen und nicht etwa den sogenannten Füchsen entnommen, die zumeist das Product anormaler Vorgänge sind.

Der in Colmnne 5 der nachstehenden Tabelle B angegebene Kraftverbrauch wurde in der Weise erhalten, dass zu jedem Profil für mindestens vier verschiedene Blöcke Diagramme und zwar für jeden anderen Block ein anderes Diagramm an einem anderen Cylinderende entnommen wurden. Der Mittelwerth dieser Diagramme enthält mithin Mittelwerthe der aufgewendeten Kraft sowie der Härte und Temperatur des Walzfabrikates. Auf den Beharrungszustand des Maschinensystems wurde sorgfältig geachtet.

2) Feststellung der geleisteten Arbeit.

Um wie viel das Walzgut gebreitet bezw. gestaucht wird, ist aus den Kalibern ersichtlich. Es kommt aber auch darauf an, den Durchmesser der Walzen als Variable zu eliminiren, und erscheint es leicht durchführbar, den Arbeitsaufwand ausser auf die Kaliberform auch auf das Volumen des gewalzten Körpers zu beziehen. Aber in Anbetracht der wuchtigen Anforderungen des praktischen Betriebes ist die Lösung dieser Aufgabe auf experimentellem Wege kaum möglich, denn man müsste die Walzenumfänge mit Marken versehen, dann eine Reihe normal gewalzter Stäbe aufstapeln und nach dem Erkalten die Entfernung der Markenabdrücke messen.

Als Beispiel sei folgendes Resultat angeführt:

Die Entfernung derselben Buchstaben des Firmenzeichens an den fertigen Schienen betrug:

I.	Messung	2042mm	
II.	„	2042	
III.	„	2023	
IV.	„	2018	dieselbe Schiene
V.	„	2019	
VI.	„	2049	desgl.
VII.	„	2050	
VIII.	„	2040	desgl.
IX.	„	2042	
Im Mittel		2036mm,11.	

Im warmen Zustande würde diese Entfernung etwa 2058mm,5 betragen haben, und würde man darans auf etwa 655mm Walzendurchmesser schliessen. In der Wirklichkeit war dieser Durchmesser aber 661mm,5. In Fig. 3, Blatt 16 sind Masse und Profil näher angegeben.

Die Erklärung hierfür liegt nahe.*) Bei anderen Profilen, deren Gestalt und deren Lage zur Ober- und Unterwalze nicht so symmetrisch ist wie in diesem Beispiel, wird man das Richtige weniger leicht ahnen.

3) Ermittelung der Kraft, welche zur Ueberwindung der Reibungswiderstände und zur Beschleunigung der Massen erforderlich war. Eine Einrichtung, wie sie Hr. Rupert Böck in Bd. XVII, S. 625 d. Z. benutzte, stand mir nicht zur Verfügung.

4) Ermittelung der überflüssigen Arbeit. Der Durchmesser der Oberwalzen wird grundsätzlich grösser genommen als der entsprechende der Unterwalze. Die Walzen liegen nicht parallel (verschränkt)*). Die Kalibrirung ist falsch; sie dürfte dann falsch zu nennen sein, wenn das Walzgut ungenügend ausfällt, denn der Walzenconstructeur wird immer nach universalen Kaliberformen hin gravitiren, namentlich beim Walzen der Schienen, deren Fertigprofile nur wenig von einander abweichen. Alles dies absorbirt Arbeit. Das Resultat dieser Arbeit wird entweder durch die vor und hinter den Walzen angebrachten Gleitstücke aufgehoben oder tritt sichtbar auf, indem die Fasern des Materials zerreissen oder dies wellig wird, sich schraubenförmig windet u. s. w.

Alle diese Umstände vollständig zu berücksichtigen, dürfte indessen wol nie gelingen, und so mögen die folgenden Zahlen die Ermittelungen von: Adolph Schuchart (Bd. XV, S. 686 und Bd. XII, S. 6 d. Z.), Rupert Böck (oben citirt), Rob. Röntgen (Dingler's „Polytechn. Journ." Bd. 198, S. 37) u. s. w. ein wenig ergänzen.

A.

Auf 50 Umgänge der Maschine pro Minute reducirt erforderte:

1) Die Maschine mit leerem Blockgerüst *b*, während also die drei letzten Gerüste *c*, *d* und *e* abgekuppelt waren,

115,17 Indicator-Pferdest.

2) Die Maschine mit allen Gerüsten und bei losen Druckschrauben

146,74 Indicator-Pferdest.

3) Die Maschine mit festgestellten Druckschrauben, doch wie oben leer laufend,

183,70 Indicator-Pferdest.

Die Maschine nebst Strassen befand sich in reparaturbedürftigem Zustande, und dürften obige Werthe daher zu den hohen zu rechnen sein.

---

*) Man berücksichtige, dass im Allgemeinen die Austrittsgeschwindigkeit des Materials keine mittlere von der Peripheriegeschwindigkeit der Walzen ist (vergl. Fink, Theorie der Walzenarbeit. „Zeitschr. f. Berg-, H.- u. Salinenwesen", 1874, S. 215) und bei geschlossenen Kalibern eine Resultante von Temperatur und Streckung der einzelnen Walzfäden sein dürfte.

*) Verf. fand einmal nach beendeter Walzung 1 Zoll Abweichung auf eine Walzenlänge.

B.

Tabelle A. (Berlin-Görlitzer Profil.)

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
No. der Kaliber	Querschnitt der Walzenkalibrirung in Quadratmillimeter	Lage der Kaliber	Streckarbeit pro Walzenumdrehung in Meterkilogramm*)	Von Mitte bis Mitte Walze	Angenommener Arbeitsradius	Zahl der Walzenumdrehungen für 20m Fertigfabrikat (warm gemessen)	Streckarbeit in Meterkilogramm pro 20m Fertigfabrikat (warm gemessen)
1	37 342	ergiebt sich aus den Figuren A 1 bis A 16 auf Blatt 16 und 17	96 240	702	268	1,3415	129 110
2	31 433		105 201	702	268	1,5937	167 660
3	29 294		59 719	702	274	1,6724	99 871
4	24 748		100 478	702	283	1,9127	192 640
5	19 806		79 673	702	290	2,3378	186 250
6	15 705		103 672	725	302	2,8316	293 560
7	12 792		79 847	725	323	3,2503	259 520
8	9 499		107 523	725	324	4,3620	469 010
9	8 866		104 485	725	339	4,4672	466 750
10	6 733		89 775	725	345	5,7792	518 830
11	5 598		55 974	620	296	8,1020	453 500
12	4 492		89 678	620	301	9,9313	890 620
13	4 218		64 809	620	302,3	10,5208	681 840

Tabelle B. (Finnländer Profil.)

1.	2.	3.	4.	5.
No. der Kaliber	Querschnitt des gewalzten kalten Blockes in Quadratmillimeter	Ausdehnungscoefficient der Fläche	Querschnitt des gewalzten warmen Blockes in Quadratmillimeter	Streckarbeit pro Walzenumdrehung in Meterkilogramm*)
1	?		37 342	96 240
2	?		31 433	105 201
3	?		29 294	59 719
4	?		24 748	100 478
5	19 357	0,030	19 938	79 673
6	14 264	0,029	14 678	111 104
7	11 699	0,028	12 027	71 351
8	9 174	0,027	9 422	92 563
9	7 429	0,026	7 526	93 375
10	6 021	0,025	6 172	61 751
11	5 072	0,024	5 194	42 997
12	4 268	0,023	4 366	44 100
13	4 020	0,022	4 108	24 398

Die vorstehenden Tabellen sind durch die Ueberschriften hinreichend verständlich.

In A ist in der Columne 6 mit Arbeitsradius derjenige Radius bezeichnet, welcher der Bewegung des gewalzten Volumens und der Walzenumgänge zu Grunde gelegt wurde.

An zwei **Beispielen** sei ferner noch der Aufbau der Tabellen erläutert.

Zu **Tabelle A.** Der Querschnitt des Kalibers 10 in den Figurentafeln unter A 10 in $^1/_2$ der natürlichen Grösse angegeben, beträgt 6733^{qmm}. Dies würde bei 345^{mm} Arbeits- bezw. Adhäsionsradius und x Walzenumgängen ein Volumen von $6733 \,.\, 345 \,.\, 2\pi \,.\, x$ Cubikmillimeter Fabrikat ergeben. Da nun die fertige Schiene $4218 \,.\, 20000$ Cubikmillimeter enthält, so ist mit Vernachlässigung der Temperaturunterschiede und des Verlustes durch Oxydation (Fehler, die gegen Vernachlässigungen der früher erwähnten Art verschwindend sind)

$$6733 \,.\, 345 \,.\, 2\pi \,.\, x = 4218 \,.\, 20000$$

$$x = 5{,}7792,$$

eine in Columne 7 angegebene Zahl.

Der nutzbare Mitteldruck des Dampfes betrug aber am Cylinderende

1	für Block 1:	$1^k{,}189$	Fig. 4
2	„ „ 2:	$1^k{,}596$	„ 5
3	„ „ 3:	$1^k{,}540$	„ 6
4	„ „ 4:	$1^k{,}626$	„ 7

und ergiebt sich hieraus*) eine Maschinenarbeit von

$$5{,}951 \,.\, 6852 \,.\, 1{,}4123 = 57\,587^{mk}{,}6$$

mit Berücksichtigung der Kolbenstangenquerschnitte.

Da nun zwei Maschinenumgänge auf einen Walzenumgang kommen, so ist die Arbeit für eine Walzenumdrehung $= 115\,175^{mk}$.

Von dieser totalen Arbeit die des Leerganges, die für den vorliegenden Fall $= 25\,400^{mk}$ gefunden wurde, in Abzug gebracht, ergiebt $89\,775^{mk}$ für Columne 4.

Die Columne 8 entsteht selbstverständlich aus Columne 4 und 7 durch Multiplication.

Tabelle B. Dieser liegt derselbe Ideengang wie oben zu Grunde, nur wurde zur Ermittelung des Volumens vom Querschnitt des Walzfabrikates ausgegangen, und wurde die Temperatur in der Weise berücksichtigt wie Columne 3 angiebt.

Für diese Tabelle betrug die Leergangsarbeit ebenfalls $25\,400^{mk}$.

Man wird finden, dass die Entfernung von Mitte bis Mitte Walze bei den verschiedenen Kalibern nicht gleiche Werthe ergiebt. Dies beruht auf Messfehlern bei Aufnahme der Walzendurchmesser.

Die weitere Durchführung der Rechnungen wie in Tabelle A erschien überflüssig. Es kann sich jeder dafür Interessirende dieselben nach bestem Ermessen auf Grund der Profilzeichnungen machen. Die Tabelle A

---

*) Unter Streckarbeit die indicirte Arbeit minus 25400 Meterkilogramm bezw. minus Arbeit für Leergang des Trieb- und Walzwerkes verstanden.

*) Es dürfte interessiren, eine zweite Versuchsreihe, die später nicht verwendbar war, hier anzuführen:

am Cylinderende

1	für Block 5:	1,290
2	„ „ 6:	1,540
3	„ „ 7:	1,448
4	„ „ 8:	1,578
	Summa	$5^k{,}856$.

Man vergleiche die Diagramme 4 bis 7, aus denen der absolute Gegendruck von $2{,}310 + 1{,}694 + 1{,}883 + 1{,}714 = 1^k{,}9$ pro Quadratcentimeter im Mittel hervorgeht und die Bemerkungen Schuchart's mit den Klagen über Dampfmangel in den Walzwerken. Vor der richtigen Einstellung der Steuerung hatten die Diagramme die Form der Figur 8.

ist zunächst ausreichend, um interessante Betrachtungen anzustellen. Nimmt man beispielsweise an, dass pro 1,5 Minuten eine Schiene zu walzen sei und ein Drittel der Zeit für die Uebergänge von einem Kaliber zum anderen verloren gehe, so müsste nach Tabelle A die Walzenstrasse 57,107 Umgänge pro Minute machen und würden

a) bei Schwungmassenmaschinen eine Effectivkraft von

$$\frac{4\,809\,161}{60 \,.\, 75} = 1068{,}7$$

b) bei Maschinen ohne Schwungmassen

$$\frac{107\,523 \,.\, 57{,}107}{60 \,.\, 75} = 1364{,}5$$

Pferdestärken erforderlich sein.

Hydraulischer Drehkrahn für Giesserei und Werkstatt.

Von **Rudolf Daelen.**

(Hierzu Tafel VIII). *)

Unter den bewegenden Kräften für mechanische Hebevorrichtungen nimmt bekanntlich die hydraulische eine hervorragende Stelle ein, und sie verdient es auch in vollem Masse, dass ihr überall, wo die Verhältnisse ihre Anwendung gestatten, speciell aber da, wo eine grosse und vielfache Inanspruchnahme der bewegenden Kraft stattfindet, vor allen anderen der Vorzug gegeben wird.

So sind beispielsweise die Bessemerwerke ausschliesslich mit hydraulischen Hebevorrichtungen versehen, und die Armirung grosser Quaianlagen geschieht gleichfalls selten anders als mit hydraulischen Drehkrahnen.

Weniger Eingang dagegen hat die Hydraulik bis jetzt in Giessereien und Werkstätten gefunden. Der Grund dafür ist einerseits darin zu suchen, dass hier die von Alters her so beliebten Laufkrahne immer noch eine grosse Rolle spielen, bei denen eine Anwendung der hydraulischen Kraft wol schwer zu bewerkstelligen sein würde, und andererseits darin, dass es bisher noch an einer Construction gefehlt hat, welche allen Anforderungen, die in Giesserei und Werkstatt an die Drehkrahne gestellt werden, genügt.

Die hydraulischen Krahne, wie sie in den Bessemerwerken üblich sind, taugen natürlich nicht für die Giesserei und Werkstatt, da sie zu wenig Hub haben; die Krahne, welche bei den Quais Anwendung finden, die sogenannten Armstrong-Krahne (System des umgekehrten Flaschenzuges), besitzen diesen Uebelstand allerdings nicht, und wir finden unter anderen auch die prächtige Giesserei von Fowler & Co. in Leeds mit solchen Krahnen ausgerüstet; aber diese haben wieder den Uebelstand, dass sie nur für kleinere Lasten geeignet sind, also speciell bei Quaianlagen, hydraulischen Aufzügen u. s. w., wo sie allerdings auch ganz am Platze sind. Bei der Anwendung dieses Systems zur Hebung schwerer Lasten aber würde die Reibung der Ketten, bezw. der dadurch entstehende Kraftverlust und Verschleiss ein kaum zu bewältigender werden.

Es könnten also in vortheilhafter Weise nur solche Giessereien und Werkstätten mit diesen Armstrong-Krahnen ausgerüstet werden, in welchen die zu hebenden Lasten ein Gewicht von 3000 bis höchstens 4000^k nicht übersteigen, oder aber es müsste ausser diesen Drehkrahnen auch noch ein Laufkrahn vorhanden sein. Da man aber in neuerer Zeit die Anwendung von Laufkrahnen in richtiger Erkenntniss ihrer Mängel besonders in Giessereien immer mehr zu vermeiden und durch Benutzung von Drehkrahnen zu ersetzen sucht, so erscheint es nicht unmotivirt, an dieser Stelle auf einen, vom Verfasser construirten, auf Taf. VIII, Fig. 1 bis 3 abgebildeten Krahn hinzuweisen, bei welchem die oben erwähnten Mängel vermieden sind, und welcher sich ausserdem noch besonders durch seine möglichst vollständige Beherrschung des Heberaumes in verticaler und horizontaler Richtung auszeichnet.

Der hier dargestellte Krahn hat eine Tragfähigkeit von 8000^k und ist für die Giesserei der Firma Daelen & Burg in Heerdt projectirt, welche auch die Ausführung completer Anlagen nach dieser Construction für jede beliebige Tragfähigkeit und Hubhöhe übernimmt. Die Ausladung des Krahns beträgt 5^m,5, der Hub des Auslegers desselben 2^m,4 und derjenige der zu hebenden Last 4^m,8.

Der Krahn besteht in der Hauptsache aus einer Säule a (Fig. 3), um welche sich die Cylinder b und c drehen, welcher letztere den Ausleger q trägt. Tritt nun das Wasser bei e ein, so hebt sich der Cylinder c, während der mittlere Cylinder b an seiner Stelle verbleibt. Letzterer trägt die Rolle f, über welche die Lastkette hinweggeführt und bei g wieder an dem Cylinder befestigt ist. Die Folge davon ist, dass der Weg, welchen die Last zurücklegt, doppelt so gross ist wie der des Auslegers. Selbstverständlich ist zur Hebung des letzteren auch die doppelte Kraft erforderlich, oder wenn

K die Kraft,
P die Maximallast,
p das Gewicht des Cylinders c einschl. Ausleger,
r den Reibungscoefficienten

bezeichnet, so ist

$$K = 2P + p + r(2P + p) \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Bezeichnet ferner:

p' das Gewicht des Cylinders b,
d den kleineren,
d' den grösseren, äusseren Durchmesser der Säule a,

*) Dieser Artikel ist s. Z. auf Wunsch des Verfassers mit Rücksicht auf beabsichtigte Patentnahmen zurückgestellt worden.

D den äusseren Durchmesser des Cylinders b und
n die Anzahl der Atmosphären Wasserdruck, mit welchen der Krahn arbeitet,

so ist, nachdem d mit Rücksicht auf die Inanspruchnahme der Säule auf ihre relative Festigkeit bestimmt ist:

$$d' = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4} + \frac{P + p' + r P}{n}\right)} - E \quad . \quad . \quad (2)$$

und

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4} + \frac{K}{n}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Der Ausdruck (2) für d' bezeichnet sein Maximum, wenn $E = 0$ ist; für diesen Fall befindet sich der Cylinder b in der Schwebe, wenn der Krahn mit dem Maximalgewicht belastet wird; der Druck des Cylinders b auf den unteren Theil der Säule a, auf welchem er ruht, ist dann $= 0$, bezw. $= r P$, wenn der Krahn sich im Zustande der Ruhe befindet. Je kleiner also E gewählt wird, bezw. je näher d' seinem Maximum kommt, um so besser ist es, da die Reibung, die durch den Druck des Cylinders b auf die Säule a in verticaler Richtung erzeugt wird, um so kleiner wird, je grösser d' wird. Diese Reibung wird allerdings wesentlich dadurch vermindert, dass der Cylinder b auf Kugeln aus Phosphorbronze ruht, welche letzteren hauptsächlich den Zweck haben, den seitlichen Druck des Cylinders c gegen den Cylinder b bezw. gegen die Säule a aufzunehmen. Da dieser Druck um so grösser wird, je höher die Last geht, die schweren Lasten, besonders in Giessereien, aber selten auf sehr grosse Höhen gehoben werden, so ist die Anbringung der Kugeln eine Massregel, welche nicht unbedingt erforderlich ist, sie trägt indessen wesentlich zur leichten Drehbarkeit des Krahnes bei.

Fig. 4 stellt den Accumulator mit Druckpumpe dar, und zwar wird die letztere, da der Accumulator nur zur Versorgung eines Krahnes dienen soll, von der gewöhnlichen Werkstatts-Transmission aus betrieben, wobei die selbstthätige Stillsetzung der Pumpe durch den Accumulator dadurch geschieht, dass der Riemen durch den Kniehebel s auf eine lose Scheibe geführt wird, wenn der Accumulator seinen Höhepunkt erreicht und durch das Gegengewicht t, welches gleichzeitig als Kettenfänger dient, wieder auf die feste Scheibe zurückgeführt wird, sobald der Accumulator sinkt.

Bemerkenswerth ist noch, dass der Kolben des Accumulators unten offen und dabei gleichzeitig Windkessel ist. Durch diese Anordnung wird einerseits ein vollkommen ruhiger Gang von Druckpumpe und Krahn erzielt, andererseits können auch die Dimensionen des Accumulators dadurch nicht unwesentlich geringer gewählt werden, da die comprimirte Luft durch ihre Expansion noch weiter wirkt, wenn der Accumulatorkolben unten aufzuliegen kommt und zwar um so mehr, je kleiner die Last ist, wobei auch wieder der günstige Umstand obwaltet, dass die schweren Lasten selten auf grosse Höhen gehoben werden.

Im Uebrigen ist die Construction des Accumulators und der Pumpe ähnlich der in Bd. XXI, Heft 11 d. Z. von Hrn. Apel dargestellten, weshalb wir uns die nähere Beschreibung und Berechnung derselben hier versagen können.

Vermischtes.

Regulirventil für Dampf-Feuerspritzen.

Von C. Bach.

(Hierzu Fig. 1 bis 3, Taf. XXI.)

Zur Construction dieses auf Taf. XXI, Fig. 1 bis 3 in zwei Formen dargestellten Ventils führten mehrere bei der Verwendung von Dampf-Feuerspritzen sich geltend machende Bedürfnisse.

1) Dampf-Feuerspritzen mit hin- und hergehenden Kolben und mit Begrenzung des Hubes durch den Kurbelmechanismus bedingen ja die Förderung eines gewissen, von der speciellen Construction der Maschine und von der Förderhöhe abhängigen Minimalquantums Flüssigkeit, sofern der Gang nicht unruhig und nicht stossend werden soll. Unter sonst gleichbleibenden Umständen wird z. B. dieses Minimum um so höher liegen, je kleiner das Trägheitsmoment des Schwungrades ist; es wird grösser sein bei einer Maschine mit einfach wirkender Pumpe als bei einer solchen mit doppelt wirkender Pumpe u. s. w.

Diese Eigenthümlichkeit hat zur Consequenz den Mangel, die auf das brennende Object zu werfende Menge Wasser von der Maximallieferung der Maschine abwärts nicht beliebig reduciren (jedenfalls nicht unter jenes Minimum), oder mit einer nur beschränkten, für den Zweck des Löschens vorhandenen Wassermenge nicht auskommen zu können, einen Mangel, welcher von ziemlicher Bedeutung für die allgemeine Verwendbarkeit von Dampf-Feuerspritzen ist, insofern es sich öfters darum handelt, nur kleinere Wassermengen über den brennenden Gegenstand zu ergiessen, bezw. mit einer beschränkten Quantität Wasser (wenig ausgiebiger Brunnen) bei einem Brande das zu leisten, was mit ihr geleistet werden kann.

2) Bei einer mit voller Kraft arbeitenden Dampf-Feuerspritze kann sich plötzlich aus irgend einem zufälligen oder aus einem durch die Bekämpfung des Feuers gebotenen Grunde nöthig machen, die Schläuche abzusperren, die Maschine still stehen zu lassen. Der sich im Kessel entwickelnde Dampf muss dann seinen Abzug durch die Sicherheitsventile suchen, wobei die Pressung desselben mehr oder weniger über die zulässige Maximalarbeitspressung steigt.

3) Bei einer mit voller Kraft in einen Schlauch, also bereits mit hoher Pressung im Windkessel arbeitenden Dampf-Feuerspritze kann plötzlich durch ein Versehen dieser eine Schlauch abgesperrt werden, die Pressung im Windkessel wird in diesem Falle mehr oder weniger weit über das Mass steigen, welches der Maximaldampfpressung und dem Verhältniss zwischen dem Querschnitt des Dampf- und demjenigen des Pumpenkolbens entspricht, je nach der Quantität der lebendigen Kraft, welche in den bewegten Massen aufgespeichert ist. Nahezu dieselbe Wirkung kann eintreten, wenn beim Anlassen der Maschine vergessen wurde, die abgesperrten Schläuche zu öffnen. Die Wahrscheinlichkeit eines Bruches kann hierbei ziemlich gross werden, insbesondere dann, wenn die im Windkessel eingeschlossene Luft durch längeres Arbeiten unter hohem Druck bedeutend vermindert worden ist.

4) Im Winter sind Spritzen während der zuweilen eintretenden Perioden des Stillstandes der Gefahr des Einfrierens ausgesetzt. Diese Gefahr entfällt, wenn das Wasser fortdauernd in Bewegung gehalten werden kann.

5) Da selbst der beste Injector zuweilen versagt, so ist es wünschenswerth, dass auch während einer Periode des Nichtspritzens mit der Maschinenspeisepumpe gespeist werden kann.

Sämmtlichen aus dem unter 1) bis 5) Angeführten resultirenden Wünschen wird Erfüllung durch das bekannte Mittel der Aufhebung des Zusammenhanges zwischen geförderter Wassermenge und Umgangszahl der Maschine mittelst Einschaltung eines Hahnes, eines Ventils in ein, den Saug- und Druckraum der Pumpe verbindendes Rohr, genügend weit, um das ganze geförderte Wasserquantum in den Saugraum zurücktreten zu lassen (die Maschine arbeitet in diesem Falle ruhig fort, ohne Wasser zu fördern), und ferner dadurch, dass das Oeffnen und Schliessen dieses Ventils selbstthätig erfolgend verfügt wird.

In Fig. 1 bis 3 steht der Raum *a* mit dem Saugraume, der Raum *b* mit dem Druckraume der Hauptpumpe der Dampf-Feuerspritze in Verbindung. Die Communication der Räume *a* und *b* kann durch Heben des Ventils *c* hergestellt werden. Die Spannung der Feder *d*, welche mittelst des Handrades *e* regulirbar ist, drückt das Ventil auf seinen Sitz, bezw. seine Sitze. *g* ist ein luftdicht eingeschliffener Kolben, eingeschliffen, um die variablen Reibungswiderstände, welche mit der Benutzung einer Stopfbuchse verknüpft sind, zu vermeiden; *f* gleichfalls ein luftdicht eingeschliffener Kolben, welcher bei der in Fig. 2 dargestellten Form eine Justirungsnuth erhält. Die Mutter *h* hat den Zweck, ein definitives Abschliessen des Ventils zu ermöglichen, indem sich beim Niederschrauben des Handrades die Hervorragung *n* auf die Mutter presst. Der knopfartige Griff *i*, an dessen Stelle auch ein Bügel treten kann, gestattet das Heben des Ventils mit der Hand und ermöglicht damit dem Maschinisten, sich von dem Spiel des Ventils zu überzeugen und das Wegspülen von Unreinigkeiten zu veranlassen, welche zwischen dem Ventil und dessen Sitz bezw. Sitzen infolge der Federpressung etwa festgehalten werden sollten.

Zur Blosslegung des Innern des Apparates und zur Herausnahme des Ventils bedarf es bei dem Ventil Fig. 1 nur der Drehung des Handrades, bei dem Ventil Fig. 2 und 3 nur der Drehung der Schraube des Federgehäuses *l*.

Für ein allmäliges Schliessen des Ventils trägt der Kolben *f* Sorge. Damit die zum Oeffnen des Ventils erforderliche Pressungsdifferenz unabhängig von der Pressung in *a* d. h. unabhängig von der jeweiligen Saughöhe ist, sind die Durchmesser d_1 und d_2 gleich gross gewählt.

Der Hahn *k* hat als ersten Zweck, das im unteren Theile des Apparates enthaltene Wasser nach Beendigung der Arbeit entweichen zu lassen, dann noch einen zweiten. Angenommen, das Handrad *e* sei z. B. so gestellt worden, dass die Oeffnung des Ventils bei einer Pressung von 50^m^ Wassersäule im Druckwindkessel stattfindet. Nachdem dies geschehen, sinke die Pressung auf 47^m^ Wassersäule; das Ventil wird sich hierbei noch nicht schliessen, weil die Sitzfläche eine der freien Ventilfläche gegenüber in Betracht kommende Grösse leider haben muss, sofern man sich nicht entschliesst, den geschliffenen Kolben an die Stelle der Ventilteller treten zu lassen. Damit nun der Schluss des Ventils trotz dieses Umstandes und zwar mit Sicherheit herbeigeführt wird, bedarf es nur der Oeffnung des Hahnes *k*. Das durch die Justirungsnuth des Kolbens *f* dringende Wasser entweicht ohne Druck durch den geöffneten Hahn, damit ist die Pressung unter dem Kolben *f*, welche vorher 47^m^ Wassersäule betrug, auf Null gesunken: das Ventil muss sich schliessen. Ganz dasselbe liesse sich auch durch Drehung des Handrades erreichen, doch wird durch Benutzung des Hahnes die nach einer solchen Verwendung des Handrades wieder erforderlich werdende Rückstellung desselben auf die ursprüngliche Pressung erspart.

Die Trennung des Ventils *c* und des Kolbens *g* in zwei Theile (Fig. 2 und 3) geschah mit Rücksicht auf die Ausführungsschwierigkeiten, da es kaum möglich gewesen sein würde, den Kolben *f*, das Ventil *c* und den Kolben *g*, sowie die diese Theile umschliessenden Gehäuse mit Axen herzustellen, welche in ein und dieselbe Gerade fallen.

Es wurde Werth darauf gelegt, die Federn (Gewichte sind für Dampf-Feuerspritzen von vornherein auszuschliessen) ausserhalb der Flüssigkeit zu placiren, sowie die Ventile so anzuordnen, dass die Dichtungsflächen von der Flüssigkeit bedeckt sind, wodurch die Abdichtung nach dem Saugraume hin eine sicherere ist.

Der Hahn *m* gestattet die Absperrung des Ventils von dem Saugraume. Ganz besonders werthvoll erweist sich das Regulirventil noch in Verbindung mit einem Mundstücke, dessen Strahlstärke regulirbar ist. Der Strahlrohrführer, welcher eine Verminderung des dem brennenden Objecte zugeführten Wasserquantums beabsichtigt, hat in diesem Falle nur nöthig, die Strahlstärke entsprechend zu vermindern. Dadurch wächst die Pressung in den Schläuchen und damit in *b*; das Ventil öffnet sich soweit, bis blos nur noch das vom Rohrführer gewünschte Wasserquantum dem Mundstücke entströmt, ohne dass irgend ein Signal gegeben zu werden oder ohne dass der Maschinist thätig einzugreifen brauchte. Leider ist die Aufgabe der Construction eines Mundstückes mit regulirbarer Strahlstärke in einfacher, betriebsicherer Gestalt unter Aufrechterhaltung der Bedingung, dass der Strahl bei allen Stärken compact ist, und nicht mehr streut als ein Strahl aus den bisher in Verwendung befindlichen Mundstücken, eine äusserst schwierige.

Das Ventil Fig. 1 wurde zuerst ausgeführt für die im Besitze der Berliner Feuerwehr befindliche englische Dampf-Feuerspritze (Construction: Shand, Mason & Co., durchbrochener Kolben, Saugwirkung einfach, Druckwirkung doppelt), welche vor Anordnung des Ventils infolge ihrer Bauart nur mit einer hohen Minimalumgangszahl arbeiten konnte. Das Regulirventil functionirt vom Tage der Montage an (zu Anfang dieses Jahres) in der gewollten Weise. Das Ventil Fig. 2 und 3 bildet einen Bestandtheil der von dem Verfasser construirten und in der Lausitzer Maschinenfabrik vorm. J. F. Petzold zu Bautzen gebauten Dampf-Feuerspritzen.

Verbesserte Reissfedern.

Von H. A. Hesse in Zwickau.

(Hierzu Fig. 4 bis 7, Taf. XXI.)

Die unter No. 5246 zur Patentirung im deutschen Reiche angemeldeten Reissfedern verfolgen den Zweck, das zeitraubende Verstellen der Feder durch Schraube als auch das lästige Probiren der Linienstärken zu vermindern, sowie eine Kreislinie mit Licht und Schatten schnell und tadellos herzustellen.

Die in Fig. 4 und 5, Taf. XXI dargestellte Handreissfeder besteht aus den beiden, Spannung nach innen besitzenden Federzungen *a*, *a*, welche durch die Stellschraube *b* aus einander gepresst werden. Zwischen den Zungen *a*, *a* befindet sich ein Keil *c*; derselbe besitzt ein Druckknöpfchen und ist mittelst einer Feder an der Reissfeder befestigt. Ein an die Zungen sich anschliessendes Zwischenstück mit schwarzem Holzgriff vollendet die Feder.

Die Handhabung der Reissfeder ist wie folgt: Durch die Stellschraube *b* wird wie bei jeder gewöhnlichen Reissfeder die erste Linienstärke bestimmt, will man nun mit der Feder eine stärkere Linie ziehen, so stellt man die auf der Schraube *b* befindliche Mutter *d* danach ein und es wird dann beim Ziehen der stärkeren Linie durch einen Druck mit dem Daumen auf das Knöpfchen des Keiles die zweite Federzunge gegen die eingestellte Mutter gedrückt und so die Feder erweitert. Ohne besondere Fertigkeit kann man mit dieser Handreissfeder schnell und gleichmässig Zeichnungen mit Licht- und Schattenlinien herstellen, sowie auch, ohne die Feder verstellen zu müssen, jede Schraffur ausführen.

Fig. 6 und 7 zeigen eine Einsatzreissfeder von fast gleicher Construction, nur ist hier zwischen Stellschraube *b* und der Keilfederbefestigung noch ein Scharnier *y* angebracht. Wird der Reissfeder beim Ziehen ein grösserer Druck ertheilt, so biegt sich dieselbe im Scharnier *y* ein, und der Keil öffnet dem Drucke entsprechend die Feder. Auf diese Weise ist es möglich eine Kreislinie mit Licht und Schatten von grösster Vollkommenheit herzustellen. Einen nicht zu unterschätzenden Vortheil bietet vorstehende Reissfederconstruction beim Reinigen der Feder, weil hier eine Verstellung der Feder nicht nöthig ist, da die Zungen durch den Keil geöffnet werden können.

Vorstehend beschriebene Reissfedern sind von Herrn Joh. Bayer in Nürnberg zu beziehen, und kostet eine Handreissfeder 3,0 bezw. 3,5 *M.*, eine Einsatzreissfeder 2,5 bezw. 3,0 *M.*

Einschalterohr mit inneren Schraubengängen zur Ausstossung fester mit Flüssigkeiten durchgeführter Stoffe.

Von F. Lobe, Königl. Hüttenmeister in Malapane.

Reichspatent No. 510.

(Hierzu Fig. 8 bis 12, Taf. XXI.)

Zur Verhütung der Versandung, Verschlämmung und Verstopfung von Leitungsröhren für Wasser und andere Flüssigkeiten durch Sand, Schlamm oder andere feste Stoffe, glaube ich ein Einschalterohr anwenden zu können, wie es in den Fig. 8 bis 12, Taf. XXI dargestellt ist.

In demselben sind inwendig unter einem Winkel von 45° Spiralgänge angegossen, so dass schraubenförmige Kammern entstehen, welche die Flüssigkeit bei ihrer Fortbewegung zu durchlaufen hat. Jedoch reichen die Kammerwände nicht bis auf den Boden des Rohres, sondern hören in einer gewissen Entfernung über demselben auf, haben als der Rohrwand anliegende Begrenzungsfläche die Form einer von zwei fast regelmässigen, parallelen Schraubenlinien gebildeten Fläche, als dem Wasserstrome zugekehrte Begrenzungsfläche die Form einer von zwei parallelen Parabeln gebildeten Fläche. Die Parabeln gehen da, wo sie dem Rohrboden zugekehrt sich an die Rohrwände anschliessen, also über ihren Fusspunkten, in die gerade Linie über. Die Schraubenlinien runden sich über den Fusspunkten der Parabeln ab. Die Seitenkammerwände verbinden beide Curven, sind glatt, ziehen sich unter dem Winkel von 45° von dem einen Fusspunkt bis zum Gipfel der Parabeln in ansteigender, nach dem anderen Fusspunkt in absteigender Breite an der inneren Rohrwand hin.

In den Zeichnungen, worauf die näheren Masse ersichtlich, ist beispielsweise ein gusseisernes Rohr von 3^m Länge, $0^m,_6$ innerem Durchmesser und mit $2^1/_2$ Schraubenumgängen angenommen. In demselben sind zwei Parabeln eingezeichnet, die grösstmögliche und die kleinstmögliche für die Bedingung, dass das Gewicht der in den Kammern befindlichen Flüssigkeitsmasse grösser ist, als der darunterliegenden. Die Dimensionen derselben haben sich für die grössere Parabel aus der eben angeführten Bedingung ergeben, für die kleinere aus der Möglichkeit einen haltbaren Kern für die Herstellung des Rohres zu erlangen.

Die Gewichtsverhältnisse der oberen und unteren Flüssigkeitsmasse sind nach geometrischer Berechnung für die grössere Parabel

$$\frac{g'}{g^1} = \frac{1,_{29}}{1}$$

für die kleinere Parabel

$$\frac{g''}{g^2} = \frac{1,_{302}}{1}$$

In beiden Fällen hat also der obere Theil des Stromes, der für sich eine den schraubengangförmigen Kammern entsprechend drehende Bewegung erhält, Uebergewicht über den unteren Theil des Stromes, dessen Bewegung für sich eine gerade fortschreitende ist. Wegen dieses Uebergewichtes reisst der obere Strom den unteren in seine Bewegung fort und theilt diese ihm schliesslich vollständig mit. Die Folge davon ist, dass von der Flüssigkeit mitgeführte feste Stoffe sich schwieriger auf dem Boden absetzen, solche aber, die sich auf den Boden abgesetzt haben, durch die eigenthümlich gewundene Bewegung des Stromes wieder in die Höhe gehoben und weiter geführt werden.

Die vollständige Wirkung des Einschalterohres tritt nur bei voller Rohrfüllung ein. Leitung mit nicht ganz vollen, oder gar nur wenig gefüllten Röhren ist zu vermeiden. Ganze Rohrfüllung lässt sich erreichen durch Auswahl des richtigen Rohrdurchmessers, oder durch in der Rohrleitung angebrachte Absperrvorrichtungen und intermittirenden Betrieb.

Für das in den Zeichnungen angenommene Verhältniss von Schraubenganghöhe zum Rohrdurchmesser gelten die angegebenen Masse in ihrer Abhängigkeit von einander für alle Rohrdurchmesser und lassen sich leicht auf den Radius oder Durchmesser reduciren. Mit dem Schraubenganghöhen-Verhältniss kann man von $1,_2 : 0,_6 = 1 : {}^1/_2$ bis auf ${}^1/_2 : {}^1/_2$ zurückgehen. Das Verhältniss von $1 : {}^1/_2$ empfiehlt sich für die meisten Fälle. Die Rohrlänge von 3^m ist unwesentlich; man kann $2,_5$ und ebenso gut fünf Schraubengänge in ein Rohr legen, wenn dieses in der nöthigen Länge abgegossen bezw. geformt werden kann.

Das Einschalterohr wird bald zu Anfang der Röhrenleitung eingelegt und demnächst an den Stellen, wo die durch dasselbe hervorgerufene, drehende Bewegung des Flüssigkeitsstromes in den nachfolgenden glatten Röhren durch die Reibungs- und andere Verluste in die gerade fortschreitende übergegangen ist, oder noch ein Stück weiter, wegen der wirbelnden und noch lebhafteren Bewegung der festen Stoffe. Sicherer ist es, zwei Einschalteröhren mit $2,_5$ Kammern statt eines einzigen einzubringen. Bedingung für die Beschaffenheit der fortzuführenden festen Stoffe ist, dass sie ein geringeres specifisches Gewicht und ein kleineres Volumen haben, und in der Leitungsflüssigkeit leicht suspendiren. Das specifische Gewicht von Sand, fein und trocken, beträgt: $1,_{40}$ bis $1,_{64}$, fein und feucht: $1,_{90}$ bis $1,_{93}$; grob: $1,_{37}$ bis $1,_{94}$; von Thon $1,_{80}$ bis $2,_{63}$.

Uebrigens ist es nicht absolut nöthig, sich an die in der Zeichnung angegebenen Ordinate der Parabeln zu halten, sondern dieselbe kann auch ohne Schaden die Ordinate des zugehörigen Schraubenlinienstückes (${}^1/_2$ Schraubenlinienumgang plus einem Theil der zweiten Hälfte) sein, wodurch die Winkel von 23° 11' 7", 66° 48' 55", 21° 48' 53" (s. Schraubenlinie) sich auf 19° 35' 37", 70° 44' 23", 25° 44' 23" ändern. Die doppelte Ordinate der Parabeln wird dann statt $0,_{9138} = 1^m,_0$. Ebenso kann man, der leichteren Herstellung des Rohrkernes wegen bei den Formen, statt der verdrückten Parabeln die regulären in Fig. 9 punktirten als geltend annehmen. Die die Schraubenkammerwände begrenzenden wirklichen Parabeln haben dann die Form von rechts nach links verdrückter Parabeln, die Wirkung des Rohres bleibt aber hier dieselbe wie bei der regulären Form der Parabeln.

Die Ausführung des Rohres kann erfolgen:

a) in einem Stücke aus Gusseisen und jedem anderen giessbaren Metall, das von der Leitungsflüssigkeit chemisch direct nicht angegriffen wird.

b) aus zwei Stücken, einem glatten Rohr von grösserem Durchmesser als der der Röhrenleitung und einem Einschieberohr von innerem Durchmesser desselben. Letzteres besteht aus den Kammern und der darüber befindlichen festen Decke, ist unten offen und wird angefertigt aus Thon, Gusseisen und Gussmetall in einem ganzen Stücke, aus Eisen-, Zink- und anderem Blech und aus Holz zusammengesetzt. Die Einschieberöhren bedürfen zur Anfertigung keines Kernes, die Kammern können also eine grössere Tiefe erhalten, als vorhin bei der kleinen Parabel angegeben ist. Hierdurch wird das Uebergewicht des oberen Stromes, aber gleichzeitig die Reibung im Rohre vermehrt. Gusseiserne Einschalteröhren lassen sich bei Thon- und gebohrten Holzröhrenleitungen dazwischen legen.

Das Einschalterohr glaube ich verwenden zu können:

1) Bei liegenden Wasserleitungen aller Art, die Sand oder Schlamm in grösseren Quantitäten mit sich führen.

2) Bei dem neuen Canalisationssystem der Städte, bei dem Abschwemmen und der Entfernung des Cloakeninhaltes, von Dünger, Dungstoffen und Unrath.

3) Zur Entfernung von absichtlich in die Röhrenleitungen hineingebrachten festen Stoffen, in Fabriken und bei Gewerben zur Abführung von Abfällen in einen Sammelraum, in Spiritusbrennereien, Bierbrauereien, Weinfabriken, vielleicht auch bei Waschvorrichtungen einfacher Art, z. B. bei Thonwäschen und Schlämmen, auch möglicherweise bei Schafwoll-Wäschereien behufs Gewinnung von kohlensaurem Kali.

Da eine Röhrentour mit Einschalterohren ohne erforderliche Reinigung längere Zeit hinter einander im Betriebe bleiben kann als eine mit nur glatten Röhren, ist sie von Vortheil.

Technische Literatur.

Bauwesen.

Eisenbahn-Unter- und Oberbau von Franz Rziha, Ober-Ingenieur u. s. w. Zweiter Band: Brückenbau. Mit 6 Tafeln und 155 Holzschnitten. 512 S. Wien, 1877. K. k. Hof- und Staatsdruckerei. —

Unter den Berichten über die Wiener Ausstellung ist der des Verfassers über Eisenbahn-Unter- und Oberbau, von dessen drei Bänden der zweite uns vorliegt, einer der eingehendsten und ausführlichsten. Das Material über Brückenbau, welches die ausgestellten Zeichnungen und Modelle lieferten, ist sorgfältig gesammelt und gesichtet. Der Verfasser hat dasselbe nach den in Werken über den vorliegenden Gegenstand allgemein üblichen Kategorien geordnet und jedem der dadurch entstandenen Abschnitte eine kurze Uebersicht über die Entwickelungsgeschichte des betreffenden Bausystems gegeben. So werden in dieser Weise zunächst die Fundirungen behandelt, dann die hölzernen und steinernen Brücken, der Natur der Sache nach dann weit umfänglicher die eisernen Brücken, nach ihren mannigfachen Constructionsarten sowie die dafür angewendeten Pfeilerbauten, den Schluss bilden die beweglichen Brücken einschliesslich der Trajecte.

Die Ausstattung des Buches ist eine vorzügliche.

R. Z.

Eisenbahnwesen.

Die Stellung der Provinzialverbände zu einem neu anzulegenden Vicinalbahnnetz. Bearbeitet von Freih. v. Bock, Wegebau-Commissar u. s. w. 69 S. (Preis 1,50 ℳ). Magdeburg. C. E. Klotz. —

Von der wol kaum zu bestreitenden Annahme ausgehend, dass auch dann, wenn die Staatsbehörden die günstigsten und freiesten Bestimmungen über den Bau von Localeisenbahnen erlassen baben werden, und die Ueberzeugung von dem Nutzen dieses Beförderungsmittels in weite Kreise gedrungen sein wird, dass auch dann auf eine pecuniäre Betheiligung der Interessenten wie des Privatcapitals an solchen Anlagen nicht in ausreichendem Masse zu rechnen sein wird, gelangt der Verfasser zu dem Schluss, dass vornehmlich die durch die neue Provinzialordnung geschaffenen Provinzialverbände und Behörden berufen und in der Lage seien, den Ausbau eines rationellen Netzes von Vicinalbahnen in die Hand zu nehmen.

Es wird nun des Weiteren ausgeführt, wie die Provinzialbehörde darin vorzugehen habe, u. A. wie die Benutzung von Chausseen als Bahnplanum, die Einführung der Schmalspur ins Auge zu fassen sei.

Als Unterlage für derartige Erwägungen giebt der Verfasser dann eine bis ins Detail ausgeführte Aufstellung der Bau- und Betriebskosten solcher Bahnen, welche der Broschüre auch, abgesehen von ihrem eigentlichen Zweck, für den Eisenbahntechniker einen äusserst werthvollen Anhalt für einschlägige Vorarbeiten bietet. R. Z.

Welches Eisenbahnsystem entspricht am meisten den Verhältnissen Oesterreichs? Eine Denkschrift von M. M. Freih. v. Weber. 68 S. (Preis 1,50 ℳ). Wien, Pest und Leipzig, 1877. A. Hartleben. —

Wenn auch die vorliegende Broschüre, zu des Verfassers „populären Erörterungen von Eisenbahn-Zeitfragen“ gehörig, in ihren Schlussfolgerungen speciell die Verhältnisse unseres Nachbarstaates behandelt, so ist doch die Entwickelung der auf jene angewendeten Sätze von so allgemeinem Interesse, dass mit Rücksicht auf die bekannte für Jeden verständliche, eindringende Darstellungsart des Verfassers das Studium des Büchelchens auch anderwärts, wo ja die behandelte Frage gleichfalls auf der Tagesordnung steht, nur angelegentlichst empfohlen werden kann.

Der Verfasser weist darin, an die thatsächlichen Verhältnisse aller Culturländer seine Betrachtungen anlehnend, nach, dass ein bestimmtes Eisenbahnsystem, Staatsbahn-, Privatbahn-, oder gemischtes System sich nicht nach Belieben einem Lande aufdrängen lasse, sondern in bestimmtem ursächlichen Zusammenhange mit dem Volkscharakter, der Lage, der Regierungsform eines Landes stehe. Die Lebensbedingungen für jedes der genannten Systeme werden dann untersucht und speciell mit den in Oesterreich herrschenden Verhältnissen verglichen, welche den Verfasser schliesslich auf die Empfehlung des gemischten Systems als diesen Verhältnissen am zuträglichsten führen. R. Z.

Hüttenwesen.

Experimentelle Untersuchungen über die Reduction von Eisenerzen und die Wirkung der Röstung der Hämatite. Von H. Tholander in Stockholm; aus „Iron“ ins Deutsche übertragen von Josef von Ehrenwerth, k. k. Adjunct an der Bergakademie zu Leoben. Mit 1 Tafel. 122 Seiten. 8°. Wien, 1878. Alfred Hölder. —

Zu der neueren Metallurgie des Eisens, welche direct mit Experimenten vorgeht, nicht mehr auf die Analyse allein sich stützt, sondern zur Synthese greift und die einzelnen Functionen eines Hüttenprocesses untersucht, liefert das vorstehende Werkchen, eine deutsche Bearbeitung der Tholander'schen Mittheilungen über Reductionsversuche, einen schätzenswerthen Beitrag.

Ohne auf die von Tholander gewählten Apparate und Versuchsmethoden für diesmal näher einzugehen, empfehlen wir das gut ausgestattete Schriftchen der Aufmerksamkeit der Hohofeningenieure insbesondere, obwol auch die übrigen sich mit Stahl- und Eisenfabrikation vorzugsweise abgebenden Ingenieure sehr viel daraus lernen können. E. F. D.

Verschiedenes.

Das Arbeiter-Quartier in Mülhausen im Elsass. Ein Gang durch dessen Entstehung, Einrichtung und Geschichte, unter Berücksichtigung der vorzüglichsten damit verbundenen Anstalten zum Wohle der Arbeiterclassen. Ein Beitrag zur Lösung der socialen Frage von Martin Schall, Divisionspfarrer u. s. w. Zweite durchgesehene und erweiterte Auflage. Mit mehreren Plänen. 66 S. (Preis 1,60 ℳ). Berlin, 1877. Fr. Kortkampf. —

Das vorliegende Heft ist die Wiedergabe eines Vortrages, den der Verfasser zu einem wohlthätigen Zweck gehalten, und giebt, mit stellenweis offen hervorleuchtendem Enthusiasmus, einen eingehenden Bericht über Entstehung, Entwickelung und jetzigen Zustand der sämmtlichen zum Wohle der Arbeiter in jener bedeutenden Industriestadt bestehenden Einrichtungen, mögen sie durch die Fürsorge der Arbeitgeber oder des Staates eingerichtet, mögen sie aus eigener Initiative der Arbeiter selbst hervorgegangen sein. Ein Blatt Zeichnungen giebt den Situationsplan der Anlage und die Darstellung der drei Hauptarten von Arbeiterhäusern, welche kurz beschrieben werden. Länger verweilt der Verfasser bei den übrigen gemeinnützigen Einrichtungen und Wohlthätigkeits-Anstalten und schildert die bisher damit erzielten materiellen, namentlich aber sittlichen Erfolge mit dem Wunsche, dass seine Mittheilungen auch anderweit zur Nachahmung des in Mülhausen Geschaffenen anregen möchten. Zu diesem Zweck sei das Büchelchen angelegentlichst empfohlen. R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 10. Octoberheft.

Abhandlungen.

Die Hebung des Dampfers „Lady Catharine".

Von **A. Dresel.**

(Vorgetragen in der Sitzung des Pommerschen Bezirksvereines vom 27. September 1877.)

(Hierzu Tafel XXII und XXIII.)

Am 28. Juni 1875 wurde im Hafen von Swinemünde das englische Schraubenschiff „Lady Catharine", welches, mit Kohlen beladen, aus See eingekommen war und im Begriff stand vor Anker zu gehen, von dem nach See ausgehenden englischen Schraubenschiff „Milo", backbordbug, auf 7^m Entfernung vom Vordersteven angerannt und in den Grund gefahren. Der Zusammenstoss geschah mit grosser Heftigkeit. Der „Milo" drang tief in die „Lady Catharine" ein, und beide Dampfer hingen so fest zusammen, dass der „Milo", mit voller Kraft rückwärts schlagend, die „Lady" eine Strecke weit in das tiefere Fahrwasser mit sich zog, bevor er loskam. Dabei war ein herabhängender Buganker in die Seite des „Milo" eingedrungen und hatte diesem eine erhebliche, aber, weil über Wasser liegend, keine gefährliche Beschädigung beigebracht.

Zwischen der Leckstelle der „Lady Catharine" und dem Vorderraum des Schiffes war ein Collisionsschott nicht vorhanden. Das Wasser drang daher mit grosser Geschwindigkeit in den Raum ein, und in wenigen Minuten sank und kenterte die „Lady Catharine". Die Besatzung konnte nur das nackte Leben retten; ihre Habseligkeiten mussten zurückbleiben und mit dem Schiffe untergehen.

Das umgefallene Schiff lag mitten im Fahrwasser, an einer für den Verkehr unentbehrlichen Stelle, in einer Tiefe von 14^m unter Wasser. Seine örtliche Lage wurde deshalb durch ein kleines Leuchtschiff und mehrere, in der Umgebung ausgelegte Seetonnen bezeichnet. Die öffentliche Sicherheit verlangte sobald als möglich eine gänzliche Forträumung des höchst beschwerlichen Schifffahrtshindernisses.

Zum Theil auf Anregung der bei dem Unfall betheiligten Rhedereien wurden der Regierung in Stettin Anerbietungen gemacht, welche darauf gerichtet waren, die Beseitigung des gesunkenen Fahrzeuges zu bewirken, oder Hilfe dabei zu leisten. Unter diesen boten die Offerten der Bergungsgesellschaft Svitzer & Co. in Kopenhagen und der Firma Newton Bros in Hull anscheinend einige Garantien für das Gelingen des Unternehmens. Namentlich stand die dänische Gesellschaft, welche die Hebung gesunkener Fahrzeuge gewerbsmässig betreibt und dazu mit besonders construirten Apparaten ausgerüstet ist, in Bezug auf Solidität und Vielseitigkeit der Erfahrungen in gutem Ruf. Auch war von ihr bekannt, dass sie bei Bergungen in den Gebieten der Ostsee und der Nordsee häufig mit Erfolg gearbeitet hatte.

Svitzer & Co. forderten für die Sprengung des Schiffes und die Herstellung eines freien Fahrwassers bis zu $7^m,5$ Tiefe 120000 ℳ und für die Beseitigung der abgesprengten Bestandtheile aus grösserer Tiefe, wenn überhaupt ausführbar, ohne Uebernahme einer Verpflichtung zu dieser Arbeit, noch weitere 30000 ℳ. Newton Bros forderten, unter mancherlei lästigen Nebenbedingungen für die Freimachung des Fahrwassers bis auf $7^m,5$ Tiefe 60000 ℳ oder, wenn ihnen das Anrecht auf die gehobenen Wrackstücke zugestanden würde, 30000 ℳ, jedoch ohne Uebernahme einer Verpflichtung, die Arbeiten ununterbrochen fortzuführen. Die übrigen Unternehmer, welche ihre Offerten zum Theil ohne genaue Kenntniss der Lage und der Schwere des Schiffes abgegeben hatten, wichen in ihren Forderungen erheblich von einander ab.

Die Zerstückelung des Schiffes durch Sprengung, welche hiernach der Fortschaffung der Wrackstücke vorher gehen sollte, war nicht unbedenklich. Misslangen die Arbeiten oder wurden sie nicht rechtzeitig gefördert

oder gar nicht zu Ende geführt, so konnten im Verlaufe derselben Arbeiten anderer Art und grössere, die geforderten Summen übersteigende Kostenaufwendungen nöthig werden, und ausserdem war ein nennenswerther Erlös aus dem Verkaufe der geborgenen Schiffstrümmer nicht zu erwarten.

Die Verhandlungen, welche eingeleitet wurden, um ausreichende Garantien für die Erfüllung der gemachten Versprechungen zu erreichen und den Erfolg sowie die rechtzeitige Förderung und Vollendung der zu übernehmenden Arbeiten sicher zu stellen, führten zu keinem befriedigenden Resultat; sie ergaben, dass die Unternehmer zu einer vollständigen Beseitigung des gesunkenen Schiffes sich nicht verstehen wollten, sondern nur die Absicht hatten, durch Dynamitsprengungen ein freies Fahrwasser von $7^m,5$ Wassertiefe zu schaffen, wobei ihnen überlassen bleiben sollte, die abgesprengten Theile in grössere Tiefen zu versenken, oder, wenn es ihnen lohnend erschien, zu heben. Eine Hebung des Schiffes in seinem ganzen Zusammenhange erklärten sie mit Bestimmtheit für unmöglich.

Dies zu constatiren, war für die Verwaltung, falls sie die Hebung des Schiffes selbst in die Hand nahm, insofern von praktischer Bedeutung, als die bei Uebernahme der Kosten betheiligten Rhedereien und Assecuranzgesellschaften später den Einwand erheben konnten, dass die Hebung nicht auf geeignete Weise ausgeführt, und die entstandenen Hebungskosten nicht auf nothwendige oder nützliche Arbeiten verwendet seien. Vor allen Dingen kam es darauf an, den früheren Zustand des Hafens wieder herzustellen. Man durfte nicht dabei stehen bleiben, das Fahrwasser für die tiefstgehenden Schiffe frei zu machen; es musste ein ganz reiner Ankergrund geschaffen, und darum die völlige Beseitigung des Wrackes gefordert werden. Nach einer Entscheidung des Handelsministers Dr. Achenbach wurden deshalb die Offerten der Unternehmer abgelehnt, und dem Vortragenden die Hebung des Dampfschiffes persönlich übertragen.

Das Schiff lag auf seiner Backbordseite, 25^m vom Bohlwerk entfernt, am Rande einer tieferen Stromrinne auf abschüssigem Grunde (Fig. 1 und 2, Taf. XXII). Die anfänglich leeren Watertanks unten im Raume hatten zwar das Bestreben, das Schiff gänzlich kieloben zu wenden, es wurde jedoch in seiner Lage festgehalten durch die Masten, welche sich gegen den Grund stützten, nachdem die Stengen abgebrochen waren. Die Kohlen waren nach Backbord übergegangen und zum Theil aus den offenen Luken auf das Schanzkleid gefallen.

Die Länge des Schiffes über Steven betrug 63^m (200 Fuss rheinl.), die grösste Breite $8^m,85$ (28 Fuss), die Tiefe vom Schandeck bis zum Kiel 5^m (16 Fuss).

Das Gewicht des Schiffes wurde annähernd berechnet, wie folgt:

1) Für den eisernen Schiffsrumpf einschl. Takelung

$$\frac{\text{Länge} \times \text{Breite} \times \text{Höhe} \times 11}{100} = \frac{200 \times 28 \times 16 \times 11}{100} = 9\,856 \text{ Ctr.}$$

2) Für die Maschine mit Schraube, Kessel u. s. w. pro Pferdestärke 20 Ctr., bei 200 Pferdest. = ... 4 000 Ctr.

13 856 Ctr.

Hiervon ab für Auftrieb 1 856 „

12 000 Ctr.

3) Für die Ladung: 44 Keel Kohlen = 1320^{cbm} zu 16 Ctr. Wägungen ergaben das specifische Gewicht der Kohlen zu $1,_{33}$. Das Gewicht der Kohlen im Wasser betrug also 4 Ctr. pro Cubikmeter, daher 1320×4 = 5 280 Ctr.

17 280 Ctr.

Angenommen, dass ein Theil der Ladung und der Schiffsausrüstung vorab geborgen werden konnte, etwa im Gewicht von . . . . 3 280 Ctr.

dann verblieb für die zu hebende Last ein Gewicht von . . . . 14 000 Ctr.

Als das Schiff später zu Wasser lag, und sein Deplacement ermittelt werden konnte, ergab eine Berechnung die annähernde Richtigkeit der vorstehenden Annahmen.

Die Methode der Schiffshebung, welche hier in Gebrauch ist und die darin besteht, dass schwere Windebäume über offene Hebeprähme gestreckt und mit Spillbäumen und Spaken, unter Zuhilfenahme von Scheerzeug und Winden in offenen Lagern gedreht werden, nachdem vorher die Ketten, in welchen das Fahrzeug aufgehangen wird, auf den Windebäumen befestigt sind, konnte in diesem Falle keine Anwendung finden; dafür waren das Gewicht und die Abmessungen des Schiffskörpers zu gross.

Schwimmende Platformen, aus starken Trägern auf Pontons construirt, gestatten die Hebung nur bis zu einer beschränkten Höhe, so lange nämlich, als die über Deck hervorragenden Theile des Fahrzeuges die Platform noch nicht berühren. So ist die Hebung des „Earl of Dublin“ im Jahre 1866, und im Jahre darauf die Hebung des eisernen Postdampfers „Wolf“ bei Belfast mit Erfolg ausgeführt worden; allerdings mit der sehr wesentlichen Beihilfe, welche der Fluthwechsel darbietet. Wo ein solcher Wechsel ausreichend vorhanden ist, werden die Hebungsarbeiten sich stets auf die einfachste und billigste Art ins Werk setzen lassen. In dieser Weise wurde im Jahre 1868 auch das kleinere Dampfschiff „Tarnaki“ im Torry-Canal unter Bäume, die über zwei Prähme gestreckt waren, aus 17 Faden Tiefe heraufgebracht (Bd. XIV, S. 793 d. Z.).

Der „Wolf“ lag in 7 Faden Tiefe, auf steifem Thonboden. Er musste aus seinem selbstgegrabenen Bette zum Theil ausgeschraubt werden, weil die Ebbe- und Fluthdifferenz nicht vermochte ihn so hoch vom Grunde abzuheben, als zum Ausschwimmen nöthig war.

Er war der erste grosse Dampfer, welcher aus so bedeutender Tiefe gehoben wurde, und die gelungene Ausführung erregte allgemeines Interesse. Man machte auch hierbei die Erfahrung, dass die Träger der Hebung insofern hinderlich waren, als die Aufbauten auf dem Deck erst sämmtlich abgenommen werden mussten, bevor das Schiff so hoch gehoben werden konnte als nöthig war, um dasselbe in ein Dock einführen zu können.

Diese Methode liess sich unter den Umständen, wie sie in Swinemünde vorlagen, nicht anwenden, weil dazu unverhältnissmässig hohe Pontons und ausserdem Docks mit sehr tief liegenden Drempeln nöthig gewesen wären.

Die Anwendung von Luftsäcken ist schon seit fast 100 Jahren bekannt. Die Säcke werden jetzt aus Indiafaser und Canevas, streifenweise in abwechselnden Lagen angefertigt. An den russischen Küsten werden sie bei der Kriegs- und Handelsmarine, nicht nur zum Heben aus grosser Tiefe, sondern auch zum Leichten bei Untiefen und bei Reparaturen am Boden der Schiffe gebraucht. Die Säcke sind dort 5 bis 6^{m} lang bei 4 bis 5^{m} Durchmesser und haben eine Hebekraft von 1200 bis 2000 Ctr. Die Luftsackmethode erfordert einige Uebung. Es muss mit aller Behutsamkeit dabei verfahren werden, und es ist gut, wenn die Mannschaften darauf eingeübt sind. Für die eigentliche Hebung der „Lady" bis zur vollen Höhe war sie nicht anwendbar, und noch weniger für das der Hebung voraufgehende Aufrichten des Fahrzeuges, weil es unmöglich war, die Säcke so tief anzulegen, dass sie beim Aufsteigen nicht zu bald an die Wasseroberfläche gekommen wären, wodurch sie ihre nutzbare Schwimmkraft verloren hätten. Probeweise wurde ein kleiner Sack von $0^{cbm},5$ Inhalt aus Segeltuch angefertigt, geölt und mit drei Gurten gebunden. Ein Versuch mit 10 Ctr. Eisenbelastung ergab seine vollkommene Luftdichtigkeit und stellte ausser Zweifel, dass solche Säcke von grösseren Dimensionen, wenn nöthig, in der Art zu Hilfe genommen werden konnten, dass sie, am Boden des Schiffes befestigt, oder in dem Raum unter die Decksbalken gebracht und dann aufgeblassen, das Wasser verdrängen würden, welches durch Auspumpen nicht zu beseitigen war, so lange die grossen Luken und andere Oeffnungen unter Wasser nicht genügend dicht gemacht werden konnten.

Bei Swinemünde findet ein Fluthwechsel nicht statt. Docks sind dort nicht vorhanden und Hellinge, welche geeignet wären, Fahrzeuge von grosser Tieflage aufzunehmen, ebenfalls nicht. Es musste also eine andere Methode gefunden werden, welche gestattete, das Schiff stetig und so weit über Wasser zu heben, dass diejenigen Reparaturen vorgenommen werden konnten, welche nöthig waren, um das Schiff lenzen zu können und zum Schwimmen zu bringen. Diese Methode bestand darin, dass nach Art der Sectionsdocks einzelne Docksysteme gebildet wurden. Jede Section bestand aus zwei gedeckten Pontons. In der Axe der Pontons befanden sich je zwei Kocher, und über den Kochern ruhten starke Spillwellen (Fig. 3 bis 5, Taf. XXII) An den eisernen Ringen, womit diese Wellen gebunden waren, befanden sich die Spillgatten. Auf jeder Welle wurde eine Kette befestigt, deren zweites Ende durch den Kocher hinabgelassen, unter dem Schiffskörper durchgezogen, auf der gegenüberliegenden Seite des Schiffes durch den Kocher des anderen Pontons hochgenommen und dort ebenfalls auf der Welle festgesetzt wurde. Nachdem die Pontons durch Bodenventile, Fig. 4, Taf. XXIII, mit Wasser gefüllt und bis zum Schandeck gesenkt waren, wurden die Ketten durch Drehung der Wellen zur Vermeidung von Hubverlusten möglichst fest angezogen. Hiernach wurden zwei Kreiselpumpen, deren Schläuche durch die Luken in die Räume der beiden zusammengehörigen Prähme eingelassen wurden, gleichzeitig in Bewegung gesetzt, und ein Theil des Wasserballastes ausgeworfen. Mit der fortschreitenden Entleerung der Prähme nahm die Spannung der beiden Ketten zu, bis die Grenze der Tragfähigkeit erreicht war, alsdann wurde das benachbarte Prahmpaar und ebenso die folgenden der Reihe nach entlastet. War diese Operation bei einer hinreichenden Anzahl von Prähmen durchgeführt, so stiegen die Prähme nach und nach aus dem Wasser hervor, und mit ihnen hob sich das Schiff. Dem Aufsteigen der Prähme entsprechend nahm die Inanspruchnahme der Ketten ab, und es durfte deshalb mit der weiteren Entleerung der Prähme jedesmal innerhalb der zulässigen Kettenspannung fortgefahren werden, bis die Hebekraft, welche durch die Höhe der Prähme begrenzt war, vollständig ausgenutzt war. Die nutzbare Hebekraft der Prähme und ihre Längendimension wurde so bemessen, dass auf die ganze Länge des Schiffes eine Section mehr als zum Tragen desselben nöthig war, Raum hatte. Dadurch wurde erreicht, dass eine Section nach der anderen ausgeschaltet, dann herabgeballastet und in voller Tiefe wieder angesetzt werden konnte. So wurden die beschriebenen Operationen stufenweise wiederholt, bis die Hebung vollendet war.

Eine nähere Angabe der angewendeten Hilfsmittel und des ganzen Herganges bei den Hebungsarbeiten wird dazu beitragen, die Methode zu veranschaulichen.

Es musste Vorsorge getroffen werden, dass ein Gelingen des Werkes, auch unter den ungünstigsten Zufälligkeiten, welche im Verlaufe der Arbeiten eintreten konnten, jedenfalls gesichert war. Schwächliche und deshalb vergebliche Versuche hätten nothwendig eine Erschwerung der Situation, eine Verzögerung der Ausführung, eine Vermehrung der Kosten und schliesslich, als letztes Mittel, noch die Zerstörung des Schiffes unter Wasser und die Hebung der einzelnen Theile zur Folge haben müssen. Dieses sollte unter allen Umständen vermieden werden, und dazu bedurfte es der Anschaffung kräftiger Hilfsmittel und der Bereithaltung der nöthigen Reservetheile.

Die Hebezeuge, Maschinen und Utensilien, welche neu beschafft wurden, bestanden in der Hauptsache aus:

17 Hebeprähmen,
2 eisernen Hebeladen zu 1000 Ctr. Tragkraft,
3 Kreiselpumpen,
2 Druckpumpen,
3 Locomobilen zum Betriebe der Kreisel-, Druck- und Luftpumpen, sowie der Winden und Krahne zum Heben der Kohlen u. s. w.

Die Hebeketten wurden von der Marine-Verwaltung entliehen. Andere Apparate, darunter ein schwimmender Dampfkrahn, befanden sich im Inventarium der Wasserbau-Verwaltung.

Die Hebeprähme mussten eigens für den Zweck gebaut werden. Ihre Dimensionen waren zu bestimmen nach der Länge des Schiffes. 16 Hebeprähme, auf jeder Seite des Schiffes 8 Stück, waren, wie Fig. 1 und 2, Taf. XXIII zeigen, dazu bestimmt, die 32 Kettenenden von 16 Hebeketten aufzunehmen. Der siebzehnte Prahm diente als Reserve. Die Länge des Schiffes betrug 63^{m}. Jeder Prahm durfte also 7^{m} lang werden, wobei auf 1^{m} Zwischenraum für die freie Bewegung der Systeme gerechnet war. Das Gewicht des Schiffes unter Wasser, auf 14000 Ctr. annähernd angegeben, sollte, wie bereits erwähnt, auf sieben Prahmpaare übertragen werden. Jeder Prahm hatte also 1000 Ctr. aufzunehmen und dafür an Deplacement 50^{cbm} abzugeben. Bei 5^{m} Breite der Prähme betrug die entsprechende Eintauchung

$$\frac{50}{5 \cdot 7} = \text{rund } 1^{m},_{6}$$

Dazu kamen:

Für das Gewicht des Prahms und für die Belastung durch Hebegeräth und Menschen, angenommen . . . . $0^{m},_{65}$

und für das Mass der jedesmaligen Hebung eine Tieferhallastung von . . . . $1^{m},_{00}$

Hieraus ergab sich die erforderliche Prahmhöhe = $3^{m},_{15}$.

Die Ketten hatten bei gleichmässiger Lastvertheilung einen Zug von 500 Ctr. auszuhalten. Dieser Zug stieg mit der Senkung des Wasserspiegels im Prahm pro Millimeter um 35^{k} und wurde gesteigert im Maximum auf $\frac{2 \cdot 35 \cdot 20}{2}$ = 700 Ctr., wenn die Differenz der äusseren und inneren geladenen Wasserlinie 2^{m} mehr betrug als die leere Eintauchung.

Die Kettenschaken bestanden aus 45^{mm} starkem Eisen und waren durch Stege verstärkt.

Im September und October 1875 mussten die Arbeiten darauf beschränkt werden, das Schiff soweit als möglich zu entlasten. Es waren dabei beschäftigt drei, zeitweise auch vier Taucher, von denen abwechselnd zwei zusammen arbeiteten, um die unter Wasser lösbaren Theile der Schiffsrüstung, der Takelage und einen Theil der Kohlenladung zu bergen. Mittelst einer 6pferdigen Dampfwinde wurden mehrere schwere Anker, Schiffsketten, Tauwerk, Raaen, Segel, Boote, zwei Dampfwinschen u. s. w. und 232^{cbm} Kohlen gehoben. Im nächsten Frühjahr wurden diese Arbeiten vom 24. April bis 8. Juni mit Erfolg fortgesetzt, und es wurden ausser einer Menge von Ausrüstungsgegenständen noch 208^{cbm} Kohlen zu Tage gefördert.

Unterdessen waren die Hebeprähme angelangt und ausgerüstet. Dieselben wurden vom Bug bis zum Heck des Schiffes nach den Nummern I bis VIII geordnet, Fig. 1 und 2, Taf. XXII, und an der auf festem Thonboden aufliegenden Schiffswand wurden diejenigen Stellen bezeichnet, wo die Ketten unter das Schiff gebracht werden sollten. Alsdann wurde ein starker Wasserstrahl vermittelst eines Spritzenschlauches auf diese Stellen geführt, um den Boden aufzuweichen und fortzuspülen. Hierdurch wurden in kurzer Zeit Oeffnungen erzeugt, durch welche die Ketten mit Leichtigkeit hindurch gezogen werden konnten. Selbst da, wo das Schiff 2^{m} tief eingebettet lag, machte es keine Mühe, die nöthigen Oeffnungen auf diese Weise durchzutreiben.

Die nächste Aufgabe war, das Schiff wieder auf den Kiel zu bringen. Dieses geschah mit vereinten Kräften von verschiedenen Angriffspunkten aus, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXIII skizzirt.

Zwei auf Prähmen stehende Hebeladen wirkten hebelartig jede mit einer Zugkraft von 1000 Ctr. an Ketten, die um die Sadlinge der beiden Masten geschlungen waren. In derselben Weise und ebenfalls mit 1000 Ctr. wirkte ein Hebeprahm mit seinen beiden Ketten, welche in die beiden Augen eines Kanthakens eingeschäkelt waren. Der Kanthaken wurde auf den Kiel gehakt, um den die Drehung erfolgen sollte. Vier andere Zugkräfte wurden vom Ufer aus in Thätigkeit gesetzt. Vier Ketten einerseits an den Pollern auf Steuerbordseite des Schiffes befestigt, dann durch die Klüsen genommen und andererseits auf die Blockhaken von vier Flaschenzügen gebracht, wurden angezogen durch vier Dampfwinden, welche an Flaschenzügen arbeiteten, die auf die Gienläufer der erstgenannten vier Flaschenzüge gesetzt waren. Die stehenden Gienblöcke waren am Ufer an 50^{cm} starken eichenen Haltepfählen festgelegt. Diese Pfähle wurden nach dem Lande hin von schweren eingegrabenen Ankern gehalten, nach dem Bohlwerk hin waren sie gegen eingegrabene lange Balken abgestrebt, welche den Druck auf eine grössere Zahl der gut verankerten Gordungspfähle vertheilten. Diese Festpunkte gewährten hinreichende Sicherheit, nicht aber die Angriffspunkte an Bord des Schiffes. Hier gaben die Klüsen in dem Schanzkleid nach. Auf jeden Poller wirkte eine Kraft von 500 Ctr., auf das Schiff also 4 . 500 = 2000 Ctr. an etwa 5^{m} langen Hebelsarmen.

Endlich wurden auch noch die Prahmsysteme II, III und VI zum Anlüften in Thätigkeit gebracht.

Am Abend des 6. Juli kamen alle Kräfte gleichzeitig zur Wirkung. Von den Dampfwinden wurden 20^{m} Läufertaue eingeholt, und die Mastenden hoben sich um 80^{cm}. In der Hauptsache ging dabei die Drehung um den Kiel von dem Kanthaken aus, es wurde deshalb ein zweiter und später noch ein dritter Kanthaken angesetzt. Die Wirkung derselben zeigte sich sofort an dem Schlafferwerden der vier nach dem

Ufer gehenden Ketten und an den beiden Mastketten, sobald die Pumpen bei den Kanthakenprähmen in Bewegung kamen. Die Uferketten und die Hebeladen hatten nur noch die Aufgabe, die Lage des Schiffes zu stützen, wenn die Kanthakenprähme ihre Hebekraft verloren hatten und nachgespannt werden mussten.

Die Hubhöhen wurden an den Mastenden gemessen und betrugen

am 6. Juli 80cm
„ 7. „ 220cm
„ 8. „ 175cm
„ 9. „ 335cm
„ 10. „ 280cm

Am 11. Juli wurden die Mastenden und der Schornstein über Wasser sichtbar. Die Hebeladen wurden jetzt unwirksam und deshalb abgenommen und an ihrer Stelle die beiden Uferketten, welche an den Pollern keinen genügenden Halt fanden, an den Sadlingen befestigt, nachdem zuvor die Masten gegen das Steuerbord-Schandeck abgesteift waren.

Als das Schiff auf dem abschüssigen Grunde soweit bergan gerollt war, dass der Kiel aufsetzte, hatten die weiteren Bemühungen, eine Drehung herbeizuführen, nur noch wenig Erfolg. Die Neigung des Schiffes gegen den Horizont betrug 40 Grad.

Am 17. Juli war der Zeitpunkt gekommen, um mit allen Kräften die eigentliche Hebung zu beginnen.

Am 19. Juli hob sich das Schiff, von sechs Prahmsystemen getragen, vom Grunde ab und folgte dem Zuge der Uferketten, wodurch es dem Bohlwerk um 3m näher gerückt wurde. Vorder- und Hinteranker wurden ausgebracht, um zu verhüten, dass eine nicht beabsichtigte Veränderung der Lage durch die Strömung herbeigeführt werde.

Bis zum 27. Juli ging die Hebung und mit ihr die Annäherung an das Bohlwerk gleichmässig von Statten. Die guten Erfolge verleiteten dazu, die bei dem Entleeren der Prähme gebotene Vorsicht ausser Augen zu lassen, und wiederholt kam es vor, dass einzelne Prähme in einem Zuge vollständig ausgepumpt wurden. Die Folge davon waren Kettenbrüche, Undichtigkeit der Prähme und Zeitverluste. Bei einem solchen Bruche ereignete es sich, dass ein Prahm ganz über die Wasserfläche heraufgeschnellt wurde.

Am 3. August, als das Schiff auf 8m Tiefe in der Schwebe lag, trieb es bei starker Ostbriese um 30m nach dem Lande zu. Mit dem Vordersteven blieb es 35m, mit dem Achtersteven 25m vom Bohlwerk entfernt.

Die Backbord-Prähme, mit Ausnahme von zweien, welche Theile des Hochdecks berührten, schwammen frei über ihren Angriffspunkten. Die Steuerbord-Prähme setzten aber schon auf die Schiffswand auf. Dieser Umstand war günstig, um das Schiff weiter aufzurichten. Die Bodenventile der Steuerbord-Prähme wurden geöffnet, und nach zwei Stunden waren die Prähme um 50cm, das Schiff um 30cm heruntergegangen, und letzteres hatte sich dabei der aufrechten Stellung um 13° genähert.

Am 10. August wurde dasselbe Verfahren mit demselben Erfolge wiederholt. Die gesammte senkrechte Hebung betrug 5m,92. Mit Hilfe ausgehäugter Reibhölzer konnten jetzt auch die Backbord-Prähme an die Schiffswand sicher angelegt werden, so dass nunmehr sämmtliche Prähme und das Schiff zu einem festen System vereinigt waren.

Am 11. August kam das Vordertheil des Schiffes so hoch aus dem Wasser heraus, dass die vordere Ankerkette um das Pumpspill genommen und eingewunden werden konnte. Grosse Schlamm- und Sandmassen, welche besonders unter der Back aufgehäuft lagen, wurden mit der Spritze und später mit Schaufeln beseitigt.

Am 14. August wurde der vordere etwa 30cbm fassende Ballasttank ausgepumpt und nach angestrengter und gefahrvoller Arbeit abgedichtet.

Bis zum 17. August betrug die Hebung 7m,32.

Die grössere Kreiselpumpe förderte 4cbm, die kleinere 2cbm pro Minute. Der Fassungsraum der Prähme betrug 200cbm. Die Pumpen dienten nicht nur zum Entleeren, sondern auch zum Füllen der Prähme, weil die Füllung durch die Bodenventile allein etwa 4 Stunden dauerte und deshalb, im Vergleich zu den Fortschritten der übrigen Arbeiten, zu viel Zeit in Anspruch nahm.

Ein Versuch, das Wasser aus der Hintercajüte zu entfernen, nachdem die Fenster durch Taucher geschlossen und gedichtet waren, hatte erst dann einigen Erfolg, als das Hintertheil des Schiffes soweit gehoben war, dass um den Lucksüll eine Zimmerung gemacht werden konnte. Jetzt gelang es, mit drei Kreiselpumpen den Wasserspiegel um 50cm zu senken und dadurch das Hinterschiff um 10cm heraufzubringen. Die Wasserhaltung war jedoch nicht kräftig genug, um mehr zu erreichen. Es wurden daher

am 21. August noch zwei Pumpen des Bergungsschiffes „Sequens“ zu Hilfe genommen und binnen einer Stunde das Wasser aus dem Hinterschiff und aus der Cajüte entfernt. Das Schiff stieg hinten um 1m,50 und konnte dem Bohlwerk so nahe geführt werden, dass zwischen diesem und den längsseit liegenden Prähmen nur noch der nöthige Zwischenraum von 3m verblieb. Bei dieser raschen Bewegung konnten die mittleren Prähme nicht schleunig genug nachgespannt und zum Mittragen gebracht werden, und so geschah es, dass auf das vordere Prahmpaar ein zu starker Druck übertragen wurde. Beide Ketten brachen und das Schiff setzte mit dem Kiel vorn auf den Grund.

An dem Tunnel der Schraubenwelle und an den Ballasttanks zeigten sich zahllose Leckstellen. Nachdem diese abgedichtet waren und im Maschinenraum ein Leck nach dem anderen verstopft war, konnte die Mitwirkung des „Sequens“ entbehrt werden. Zwei Kreiselpumpen arbeiteten im Maschinenraum, die dritte im Hinterraum, wo mit dem Sinken des Wasserspiegels die Kohlen gelöscht wurden.

Am 28. August waren der Winschkessel mit seiner Dampfpumpe und die beiden Donkeys so weit aus dem

Kohlenschlamm herausgegraben und in betriebsfähigen Zustand versetzt, dass sie zum Auspumpen der Schiffsräume mit benutzt werden konnten. Diese Arbeit war eine überaus anstrengende. Umhertreibende Polsterhaare und Putzbaumwolle verstopften die Siebe vor den Saugeköpfen und verursachten Betriebsstörungen, zumal nach erfolgter Reinigung der Siebe und der Bodenventile das Anfüllen der zum Theil abgelaufenen Schläuche bei 7m,5 Saugehöhe immer längere Zeit dauerte. Um dieses Anfüllen, welches zwar von der Maschine aus geschah, weniger zeitraubend zu machen, wurde ein höheres Steigerohr aufgesetzt. Ein Versagen der Pumpen kam dann nicht mehr vor, nachdem auch noch einige Centner Putzbaumwolle aus dem Maschinenraum heraufgeschafft waren.

Am 30. August lag das Hinterschiff nur noch 1m tief; die Schraubenwelle ragte aus dem Wasser hervor. Aus dem Hinterraum waren etwa 100cbm Kohlen gehoben, welche meist an Backbordseite gelegen hatten. Auch die Backbord-Kohlenbunker und der Achter-Ballasttank waren geleert. Dennoch hatten diese Entlastungen keine Veränderung in der Schieflage des Schiffes bewirkt.

Es wurden jetzt die Systeme II, III, IV nachgesetzt, und dadurch ein weiteres Aufkanten um 15° bewirkt. Die Seitenneigung des Schiffes betrug jetzt noch 9°.

Am 31. August konnte von dem grossen Leck am Backbord-Bug genaues Mass genommen werden. Derselbe hatte die Form eines Dreiecks von 4m Höhe und 1m,4 Basis am Schandeck. Zur Dichtung wurde eine 4cm starke Tafel von doppelter Brettlage angefertigt.

Nach dem Brechen der Ketten des Systems V war das Vorderschiff so tief hinunter gegangen, dass die Vorderpiek sich wieder mit Wasser gefüllt hatte. Dieser Raum wurde geleert, nachdem um den vorderen Lucksüll ein Kasten aufgezimmert war. Das Schiff hob sich dabei um 30cm und nachdem

am 1. September das System I wieder in Thätigkeit gesetzt war, um weitere 60cm.

I, II, III, IV wurden nachgesetzt, und die erwähnte Tafel, mit einem Wergtau versehen, vor die Oeffnung gebracht und dicht an die Schiffswand angezogen. Innerhalb 3¾ Stunden wurde das Vorderschiff gelenzt. Die Tafel hielt vollkommen dicht.

Während des Pumpens neigte sich das Schiff wieder bis zu 36°, weil etwa 400cbm Kohlen, welche im Vorderraume meist an Backbordseite lagen, über Wasser kamen. Zum Heben dieser Kohlen wurde die Steamwinsch auf ihrem früheren Platz, hinter dem Fockmast, wieder aufgestellt und in Betrieb gesetzt. Eine zweite Winsch arbeitete von einem längsseit gelegten Prahm aus. Nach drei Tagen waren die Kohlen gelöscht. Das Schiff schwamm vorn 3m, hinten 1m,5 tief. Die tiefste Stelle des Lecks lag 0m,65 über Wasser. Der Boden des Schiffes war unversehrt, nur die Backbordseite hatte gelitten. Hier zeigten sich Einbiegungen und Rippenbrüche über der Wasserlinie.

Die eigentliche Aufgabe, das Fahrwasser zu räumen, war gelöst. Es kam noch darauf an, das gehobene Fahrzeug nothdürftig wieder herzustellen. Die arbeitenden Theile der Maschine konnten nur wenig gelitten haben, denn die Maschine war bis zu ihrem Untergange in Betrieb und darum gut geölt gewesen. Sie wurde gereinigt und mit der vorhandenen Drehvorrichtung mehrmals gedreht, nachdem zuvor Schieber, Ventile und Lager tüchtig eingeölt waren. Der Oberflächencondensator hielt die Druckprobe gut aus. Der Dampfkessel, welcher nach Backbord übergewichen war, wurde mit hydraulischen Pressen in seine Lage gebracht. Die Reparaturen an einigen gebogenen und zerbrochenen Röhren waren bald ausgeführt. Einzelne Maschinentheile, Hähne, Rohrstücke u. s. w. wurden aufgefunden, nachdem der Schlamm auf dem Boden mit Spritzen aufgerührt, dünnflüssig gemacht und ausgepumpt war.

Am 13. September wurde die Maschine probirt. Sie arbeitete ganz vorzüglich und so ruhig, als wenn sie immer in guter Behandlung gewesen wäre. Es wurde jetzt die Ausrüstung und das Inventarium wieder an Bord gebracht, und

am 23. September legte das Schiff, unter eigenem Dampf, nach dem neuen Bohlwerk unterhalb Swinemünde.

Die Hebung ist in 155 Arbeitstagen ausgeführt worden. Davon kommen auf:

1)	Die Hebung von Kohlen	80 Tage
2)	Unterbringen der Hebeketten . .	12 „
3)	Zurüstung zum Aufkanten . . .	6 „
4)	Das Aufkanten bis zu 40° Neigung	13 „
5)	Desgleichen bis zur aufrechten Stellung und die Hebung selbst .	44 „

Dass während dieser ganzen Zeit ein Verlust an Menschenleben nicht zu beklagen gewesen, überhaupt Niemand zu Schaden gekommen ist, ist der grossen Umsicht zu danken, mit welcher die mitunter gefahrvollen Arbeiten ausgeführt sind, und ist namentlich hier der Thätigkeit des Maschinenmeister Zander lobend zu gedenken, dem die ständige und specielle Aufsicht übertragen war, und der es verstanden hatte, mit Hingebung und Ausdauer und mit vielem Geschick die Arbeiten zu leiten.

Die Hebungskosten betrugen:

1)	für 17 Hebeprähme	76 000 ℳ
2)	für maschinelle Einrichtungen	24 000 „
3)	für diverse Materialien . .	15 000 „
4)	für Arbeitslöhne	50 000 „
		165 000 ℳ.

Aus dem Verkauf der geborgenen Kohlen, der Prähme, der Maschinen und des übrigen für den Zweck angekauften Inventars ergab sich ein Erlös von rund 50 000 ℳ. Der Verkaufswerth des Schiffes, in dem Zustande nach der Hebung, wurde auf mindestens 184 000 ℳ abgeschätzt.

Zur Theorie der Schiebersteuerungen.

Von **Alfr. Seemann**, Privatdocent am k. Polytechnicum in Stuttgart.

(Hierzu Blatt 19.)

Die Aufgabe, ein berechnetes Gesetz für die Schieberbewegung graphisch zum Ausdruck zu bringen, ist von Prof. Dr. Zeuner*) bekanntlich durch Einführung von Polarcoordinaten gelöst worden. Während nun aber die Resultate der Rechnung, welche naturgemäss die Grundlage des Verfahrens bilden, so lange allgemein giltig sind, als die Voraussetzungen und nachträglichen Vereinfachungen nicht geändert werden, stehen zur Construction der Diagramme immer noch verschiedene Wege offen. Es liegt daher die Frage nahe, ob nicht die Anwendung rechtwinkliger Coordinaten an Stelle jener polaren eine Vereinfachung der graphischen Darstellungsweise in sich schliesse, ähnlich wie auch in der Analysis meist das rechtwinklige System zu Grunde gelegt wird.

Für mich speciell handelte es sich weiter darum, die Diagramme des Muschelschiebers mit gewöhnlicher Excentrikbewegung, wie sie seither an hiesiger Hochschule von Prof. Müller vorgetragen wurden, auch auf die Locomotivsteuerungen in Anwendung zu bringen. Die Lösung gestaltete sich sehr einfach durch ein Zurückgehen auf die Fundamentalgleichungen der Schieberbewegung, und es soll dies im zweiten Theile näher ausgeführt werden.

Der nachstehende Aufsatz giebt zuerst das Diagramm von Müller**); daran knüpfen sich einige Erweiterungen, welche auf die Berücksichtigung der Längen von Schub- bezw. Excentrikstangen Bezug haben. —

I. Einfacher Muschelschieber.

Die Kurbel bewege sich von der Todlage OK_0, Fig. 1, Blatt 19, aus im angedeuteten Sinne; OA entspreche der Richtung des Kolbenschubes, OX der Schieberschubrichtung. Der äussere Kreis ist mit dem Kurbelradius $OK_0 = R$, der innere mit der Excentricität $OE_0 = r$ beschrieben; das Excentrikmittel E befinde sich in W_0, während das Kurbelmittel K mit dem todten Punkte K_0 zusammenfällt. Zieht man alsdann OY senkrecht zu OX, so ist $\angle W_0OE_0 = \delta$ der Voreilungswinkel der Steuerung.

Nimmt man vorerst sowol die Länge der Schubstange als der Excentrikstange unendlich gross an, so stimmt die Kolbenbewegung überein mit der Oscillation der Projection p des Kurbelmittels K auf K_0K_1 zwischen den Endpunkten dieses Durchmessers; ähnlich bewegt sich der Schieber nach demselben Gesetze wie die Projection q des Excentrikmittels E auf OX.

Die Entfernung Oq giebt sonach unmittelbar die Ausweichung ξ des Schiebers aus seiner mittleren Lage, bei welcher das Excentrikmittel im Punkte E_0 sich befindet, und es erscheint ξ im Systeme XOY als Abscisse des Punktes E, dessen Lage für jede Grösse der Kurbeldrehung φ bei gegebenem Voreilungswinkel δ leicht festzulegen ist. Analytisch ausgedrückt folgt aus Fig. 1 die Schieberausweichung

$$\xi = r \sin(\varphi + \delta) = r \sin\delta \cos\varphi + r \cos\delta \sin\varphi$$

in bekannter Form.*)

Die Construction des Schieberdiagramms, wenn weiter die äussere Ueberdeckung $= a$, die innere Ueberdeckung $= i$ gegeben sind, wird demnach folgende:

Man beschreibe aus dem Ursprung O des rechtwinkligen Systems XOY, Fig. 2, einen Kreis mit der Excentricität r und ziehe E_4E_1 im Abstande a, E_2E_3 im Abstande i parallel OY; diese Parallelen sollen bezw. die Aussenkantenlinie und die Innenkantenlinie heissen. Die Gerade W_0OW_1 werde ferner so gezogen, dass $\angle W_0OY = \delta$ ist.

Ein Blick auf das Diagramm, zumal wenn noch die Weite des Dampfcanals eingezeichnet wird, giebt sofort ein klares Bild der Dampfvertheilung. Ist w diese totale Canalweite, so hat die Bedingung vollständigen Oeffnens allgemein die Form

$$r \geqq a + w;$$

beim Muschelschieber mit fester Expansion genügt

$$r = a + w,$$

was auch in Fig. 2 angenommen ist. Diese Figur zeigt noch die mittlere Lage des Schiebers mit dessen Aussenkante in E_0 angedeutet; von dort aus bewegt sich derselbe bei dem angenommenen Drehungssinn der Kurbel vorwärts, d. h. von links nach rechts, und es ist dann, dem Vorhergehenden gemäss, die Parallelbewegung nach OX für Excentrikmittel und Schieber-Aussenkante eine übereinstimmende. Man ersieht so aus dem Diagramm die Weite der Einströmungsöffnung beim Vorwärtsgange:

$$a_1 = \xi - a,$$

sowie die Weite der Ausströmungsöffnung desselben Canals beim Rückgange des Schiebers:

$$a_2 = \xi - i.$$

(In der Regel zeigt sich in den äussersten Positionen links $a_2 > w$, d. h. der Canal wird mehr als vollständig geöffnet, was sich im Diagramm durch eine Parallele mit E_2E_3 im Abstande w erkennen lässt.)

Ausser den beiden extremen Lagen sind von E_0 ab E_4, W_0, E_1, E_3, E_2 ausgezeichnete Stellungen des Excentrikmittels. Beim Kolbenwechsel steht dasselbe in W_0, und es ist mit $\varphi = 0$:

$$\xi = r \sin\delta = a + v,$$

wo v die lineare Voreilung bedeutet, welche an Stelle von δ gegeben sein kann.

*) Dr. G. Zeuner: „Die Schiebersteuerungen". IV. Aufl.

**) In neuerer Form, während in dem ähnlich überschriebenen Abschnitte des Zeuner'schen Werkes (S. 58) noch die ältere Darstellungsweise aufgeführt ist.

*) Vergl. Zeuner, a. a. O. Gl. (I) S. 17.

Verfolgt man die Bewegung des Excentrik und des Schiebers weiter, so lehrt das Diagramm, dass die Expansion des Hinterdampfes beginnt, sobald die Drehung um den $\angle W_0 O E_1$ vollendet ist; die übrigen Perioden vertheilen sich derart, dass die Expansionsperiode der weiteren Kurbeldrehung um den $\angle E_1 O E_3$, die Ausströmungsperiode dem $\angle E_3 O E_2$, die Compressionsperiode dem $\angle E_2 O E_4$ und die Gegendampfperiode dem Drehungswinkel $E_4 O W_0$ entspricht.

Die Gleichung $a_1 = \xi - a$ setzt nach Fig. 2 positive, dagegen $a_2 = \xi - i$ negative Werthe von ξ voraus; den Moment des Abschliessens oder Oeffnens bestimmen die Beziehungen $a_1 = 0$ und $a_2 = 0$, deren jede sowol beim Vorwärtsgange als beim Rückwärtsgange des Schiebers je einmal zutrifft.

Um endlich die ausgezeichneten Abschnitte des Kolbenweges s, welche nach Grashof mit s_1, s_2, s_3 und s_4 bezeichnet seien, oder vielmehr die Verhältnisse $e_1 = \frac{s_1}{s}$, $e_2 = \frac{s_2}{s}$ u. s. w. zu erhalten, sind einfach die Punkte E_1, E_2, E_3 und E_4 auf den Durchmesser $W_0 W_1$ zu projiciren. $W_0 W_1$ heisst daher Kolbenweglinie, deren Endpunkte W_0 und W_1 den todten Punkten K_0 bezw. K_1 der Fig. 1 entsprechen. Nach Fig. 3 wird so z. B. der Füllungsgrad $e_1 = \frac{s_1}{s} = \frac{W_0 P_1}{W_0 W_1}$; den Anfang der Compression beim Rücklauf des Kolbens giebt $e_2 = \frac{s_2}{s} = \frac{W_1 P_2}{W_1 W_0}$ u. s. f. —

Correctionen mit Rücksicht auf die endlichen Längen der Schub- und Excentrikstange; Fehlerglied.

Die angegebene Construction liefert Mittelwerthe für beide Seiten des Kolbens, indem das gezeichnete Diagramm sowol für den linken als für den rechten Dampfcanal gelten kann. Dies trifft aber nicht mehr zu, sobald die endliche Länge L der Schubstange eingeführt wird, denn während zuvor der Kolbenweg näherungsweise gleich $K_0 p$ (Fig. 1), ist derselbe genau gleich $K_0 p^1$, wenn $K p^1$ ein mit dem Halbmesser L aus A beschriebener Kreisbogen ist. An Stelle der Lothe $E_1 P_1 \ldots$ in Fig. 3 sind daher strenggenommen Kreisbögen zu ziehen, deren Radius sich zu $O W_0 = r$ verhält wie L zu R, mit den Mittelpunkten auf der verlängerten Kolbenweglinie.

Fig. 4 zeigt das corrigirte Diagramm für den rechten Dampfcanal, wenn Fig. 3 auf den linken bezogen wird.

Will man auch noch die Länge l der Excentrikstange mit berücksichtigen, so kann dies nach ähnlichen Grundsätzen geschehen.*)

Bedeutet ζ in Fig. 5 die Entfernung der Projectionen q und q_0 von E bezw. von W_0 auf OX, so ist für den Drehungswinkel φ die Weite der Einströmungsöffnung:

$$a_1 = \xi - a = v + \zeta.$$

Die Grösse ist indessen nicht ganz genau infolge der Annahme $l = \infty$. Substituirt man aber jenen Lothen die Kreisbögen Eq^1 bezw. $W_0 q_0^1$, deren Radien $= l$ und deren Mittelpunkte m und m_0 sind, so giebt die Figur die genaue Weite

$$(a_1) = v + \zeta_1$$

mit $\zeta_1 = q^1 q_0^1$ an Stelle von ζ. Der Fehler an a_1 beträgt demzufolge:

$$z = (a_1) - a_1 = \zeta_1 - \zeta = (q m_0 + \zeta_1) - (q m_0 + \zeta)$$
$$= \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\varphi + \delta)} - \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \delta}$$

oder, wenn die Wurzeln in Reihen verwandelt und die höheren Potenzen weggelassen werden, annähernd:

$$z = l\left\{1 - \frac{r^2}{2l^2}\cos^2(\varphi + \delta)\right\} - l\left(1 - \frac{r^2}{2l^2}\cos^2 \delta\right)$$
$$= \frac{r^2}{2l}\left\{\cos^2 \delta - \cos^2(\varphi + \delta)\right\}$$

ein Ausdruck, welcher sich identisch erweist mit

$$z = \frac{r^2}{2l}\cos\varphi \sin(2\delta + \varphi).$$

Die Differenz z erscheint demnach hier in derselben Form wie das sogenannte Fehlerglied bei Zeuner.*) Bezeichnet dann (ξ) den um das Fehlerglied corrigirten Werth der Schieberausweichung ξ, so sind die genauen Oeffnungsweiten:

$$(a_1) = (\xi) - a$$
$$(a_2) = (\xi) - i$$

und es ist nunmehr (ξ) zu messen vom Excentrikmittel E bis zu einem durch Punkt n mit l beschriebenen Kreisbogen, dessen Abweichungen von OY andeuten, in welcher Weise der Oscillationsmittelpunkt des Schiebers selbst seine Lage ändert.**) An Stelle der zuvor geraden Aussen- und Innenkantenlinie treten gleichfalls Kreise, welche sämmtlich mit demselben Halbmesser gleich der Länge l der Excentrikstange gezogen sind; der Aussenkantenkreis geht durch o, der Innenkantenkreis durch p, denn es soll für $\varphi = 0$ und $\varphi = 180^0$ auch $z = 0$ werden, d. h. der Schieber auf beiden Seiten gleichmässig öffnen.

Fig. 5 lässt weiter erkennen, dass das absolute Maximum von z für $\varphi = 90^0 - \delta$ und $\varphi = 270^0 - \delta$ zu erwarten ist, wobei für beide Fälle:

$$\max z = \frac{r^2}{2l}\cos\delta$$

und z. B. mit $r = 0^m{,}06$; $l = 1^m{,}4$; $\delta = 30^0$:

$$\max z = 0^m{,}001$$

erhalten wird; die Bogen $E_4 E_1 \ldots$ weichen thatsächlich nur unbedeutend und an den ungefährlichsten Stellen von der Geraden ab. Die Lage der Kolbenweglinie bleibt unverändert, während die Punkte E_1, E_2 u. s. f. auf dem Excentrikkreise sich verschieben.

Aus dem Vorgehenden ist ersichtlich, dass das Schieberdiagramm mit rechtwinkligen Coordinaten ebenso

*) Vergl. R. Schorch, Kolben- und Schieberdiagramm u. s. w., Bd. XX. S. 403 d. Z. Der Verfasser jenes Aufsatzes gelangt zu diesem Correctionsverfahren auf anderem Wege; dasselbe Resultat giebt die hier durchgeführte Betrachtung.

*) A. a. O. Gl. (12). S. 48.

**) Zeuner, a. a. O. S. 46 u. ff.

Fig. 1. Offene Stangen

Fig. 5.

Fig. 3.

Fig. 4.

Alfred Se

Zur The

der

Schiebersteu



anschaulich und einfach ist, wie es die Rücksicht auf etwa nöthige Correctionen mit Leichtigkeit und Schärfe zu nehmen gestattet. Die Zunahme des Drehungswinkels im Diagramm geschieht in demselben Sinne wie bei der Kurbelbewegung; ausserdem genügt es in der Regel, auch bei kleineren Ueberdeckungen, die Construction in natürlicher Grösse auszuführen, ohne dass dabei Ungenauigkeiten zu befürchten wären.

II. Coulissensteuerungen.

Die Umsteuerungen mit variabler Expansion lassen sich nach denselben Grundsätzen behandeln. Was die analytischen Fundamente betrifft, so schliesse ich mich im Folgenden den von Prof. Dr. Zeuner im zweiten Abschnitte seines Buches aufgestellten Formeln an. Von grösster Wichtigkeit ist dabei das Ergebniss, dass auch bei diesen Steuerungen (wenn die betr. Fehlerglieder weggelassen werden) für die Schieberausweichung die allgemeine Gleichung

$$\xi = A \cos \varphi + B \sin \varphi$$

massgebend ist. Doch sind A und B nun nicht mehr constante Grössen für dieselbe Steuerung, sondern variabel nach den verschiedenen Expansionsgraden.

Man erinnere sich, dass beim einfachen Muschelschieber $A = r \sin \delta$ die Abscisse, $B = r \cos \delta$ die Ordinate des Endpunkts W_0 der Kolbenweglinie war. Die Sachlage ist demnach bei den Umsteuerungen mit variabler Expansion diese, dass für jeden Expansionsgrad ein Diagramm mit neuer Kolbenweglinie resultirt. Der ideelle Voreilungswinkel $\varDelta$ und die ideelle Excentricität ϱ in Fig. 6 ergeben sich aus

$$A = \varrho \sin \varDelta; \quad B = \varrho \cos \varDelta.$$

Beschreibt man mit $OW = \varrho$ den Excentrikkreis, so ist die Ausweichung des Schiebers für die Drehung der Kurbel um φ:

$$\xi = \varrho \sin (\varphi + \varDelta) = \varrho \sin \varDelta \cos \varphi + \varrho \cos \varDelta \sin \varphi$$
$$= A \cos \varphi + B \sin \varphi$$

in Uebereinstimmung mit dem allgemeinen Bewegungsgesetze des Schiebers. Im Uebrigen ist das Verfahren dasselbe wie beim Muschelschieber; insbesondere ist für jeden Expansionsgrad $v = A - a$ die lineare Voreilung. —

Beispiel 1. Umsteuerung von Stephenson.

Nach Zeuner ist hier:

$$\xi = r\left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l} \cos \delta\right) \cos \varphi \pm \frac{u\,r}{c} \cos \delta \sin \varphi \text{ *)}$$

wobei das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. Ausser den bekannten Grössen erscheint in dieser Gleichung die halbe Länge c des Coulissenbogens und die Entfernung u des Gleitbackens von der Mitte der Coulisse.

Es sei, um die Vergleichung der Diagramme zu erleichtern, die bei Zeuner S. 83 gestellte Aufgabe zu lösen, also gegeben:

$$r = 0^m{,}06; \quad \delta = 30^0; \quad l = 1^m{,}4; \quad c = 0^m{,}15;$$
$$a = 0^m{,}024; \quad i = 0^m{,}007;$$

ferner offene Stangen bei symmetrischer Anordnung der Excentriks.

Fig. 7 zeigt die Form des Diagramms: die Punkte $W_4, \ldots W_1$ entsprechen den vier untersuchten Expansionsgraden, wobei sich die Coordinaten A und B dieser Punkte aus den allgemeinen Gleichungen

$$A = r\left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{c\,l} \cos \delta\right); \quad B = \frac{u\,r}{c} \cos \delta$$

berechnen, wenn successive $\frac{u}{c} = {}^4/_4, \ldots {}^1/_4$ gesetzt wird. Punkt T gilt für $\frac{u}{c} = 0$, d. h. für die Stellung des Gleitbackens im todten Punkte. Das Resultat, wenn ferner $w = 30^{mm}$ angenommen wird, ist folgende Steuerungstabelle.

	Expansionsgrad 4	3	2	1	Todter P. 0
Lin. Voreilung v mm	6	8,4	10,2	11,2	11,6
Grösste Oeffnung mm	30	26,7	19,0	13,3	11,6
Ende d. Einstr.; e_1	0,795	0,690	0,530	0,335	0,160
Anf. d. Compr.: e_2	0,900	0,840	0,735	0,585	0,400
Beg. d. Ausstr.; e_3	0,960	0,930	0,861	0,760	0,600
Beg. d. Gegenstr.: e_4	0,995	0,990	0,975	0,935	0,840

Diese sämmtlichen Werthe können übrigens auch rechnungsmässig bestimmt werden, die lineare Voreilung und die grösste Oeffnung, sobald A und B berechnet sind, die übrigen nach der Methode, welche von Prof. Dr. Grashof in No. 77 des „Anhangs" zu „Redtenbacher's Resultaten" gegeben ist und die sich direct aus dem Diagramm Fig. 2 ableiten lässt, wenn $\angle E_0OE_4 = \alpha_1$, ferner $\angle E_0OE_2 = \alpha_2$ gesetzt wird.

In Fig. 7 ist die graphische Ermittelung von e_1, e_2 u. s. w. für den 2. Expansionsgrad hervorgehoben, unter Benutzung des punktirt gezeichneten Hilfskreises, dessen Durchmesser $= 100^{mm}$. Das Diagramm zeigt, wie beim 4. Grade der Schieber mehr als genügend, dagegen schon beim 3. Grade nicht mehr vollständig öffnet; für den todten Punkt ist die grösste Oeffnung $= \max v$.

Für den Rückwärtsgang der Kurbel liegen die Endpunkte der Kolbenweglinien symmetrisch zu W_4 u. s. w. auf dem unteren Zweige der Parabel $W_4 T$.

Bezüglich des Fehlergliedes

$$F = \frac{r^2}{2\,l}\left(\cos 2\delta \sin \varphi + \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \varphi\right) \sin \varphi \text{ *)}$$

sei noch bemerkt, dass dasselbe für $\frac{u}{c} = +1$ seinen grössten Werth erhält, welcher der Form nach mit dem Fehlergliede z des einfachen Muschelschiebers übereinstimmt und folglich auch in ähnlicher Weise wie dort dargestellt werden kann. Im Uebrigen wird F kleiner und dann auch das Correctionsverfahren weniger einfach, indessen wol in den seltensten Fällen nothwendig. Das Nämliche gilt allgemein für die Rückwärtsdrehung

*) A. a. O. Gl. (II). S. 72.

*) Zeuner, a. a. O. Gl. (24). S. 71.

infolge des negativen u; zugleich erklärt sich daraus, dass für Vor- und Rückgang, abgesehen von der Coulissenaufhängung, in den Steuerungstabellen geringe Differenzen wol annehmbar sind, welche für die kleineren Füllungen verschwinden.

Ungleiche Voreilungswinkel. Sollte noch die Aufgabe gestellt sein, beide Excentriks zugleich derart auf ihrer Welle zu verdrehen, dass z. B. für den Vorwärtslauf möglichst constante lineare Voreilung entstehe, so ist dies, wie Zeuner*) erweist, sehr einfach auszuführen. Speciell im Diagramm Fig. 7 ist nur die Gerade $W_4 T$ und ihr parallel $O Y^1$ zu ziehen; $\angle\, Y^1 O Y$ giebt alsdann denjenigen Winkel σ an, um welchen die Excentriks zurückzudrehen sind, damit v beim 4. Grade und für die Mitte gleich gross werde. Für den Rücklauf werden aber die v um so ungleicher, was sich durch Construction der neuen Aussenkantenlinie, in der Entfernung a parallel $O Y^1$, erkennen lässt.

Durch Rechnung findet sich nach der Figur σ aus:

$$\operatorname{tg} \sigma = \frac{A_0 - A_4}{B_4} = \frac{r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right) - r\sin\delta}{r\cos\delta} = \frac{c}{l}.$$

Fig. 8 zeigt das Diagramm derselben Steuerung bei gekreuzten Excentrikstangen.

Beispiel 2. Umsteuerung von Gooch.

Der folgenden Untersuchung sei die Steuerung der Güterlocomotive „Tauern" zu Grunde gelegt, welche in dem Werke von C. Schaltenbrand, „Die Locomotiven" unter No. 20 beschrieben ist. Die Dimensionen der Gooch'schen Steuerung mit gekreuzten Stangen sind folgende:

$$r = 0^m{,}07\,; \quad a = 0^m{,}022\,; \quad i = 0^m{,}002\,; \quad \delta = 30^0\,;$$
$$l = 1^m{,}65\,; \quad c = 0^m{,}24.$$

Es soll nun die Dampfvertheilung für die Maximalfüllung, sowie für $^1/_2$ und $^1/_3$ Füllung bestimmt werden, zur Vergleichung mit der nach einem Steuerungsmodelle aufgestellten Tabelle, welche bei Schaltenbrand auf S. 120 angegeben ist.

Für den Vorwärtsgang, wobei hier u negativ ist, erhalten nach Zeuner**) A und B die Formen:

$$A = r\left(\sin\delta - \frac{c}{l}\cos\delta\right); \quad B = \frac{u\,r}{c}\left(\cos\delta + \frac{c}{l}\sin\delta\right),$$

und es berechnet sich zuerst mit $\frac{u}{c} = 1$:

$$A = 0^m{,}0256\,; \quad B = 0^m{,}0650.$$

Dieser Werth von A bleibt derselbe für alle Füllungen, also auch die lineare Voreilung

$$v = A - a = 3^{mm}{,}6.$$

Man bestimme nun Punkt W in Fig. 9 nach den Coordinaten $A = 0^m{,}0256$; $B = 0^m{,}0650$ und ziehe WT parallel OY als geometrischen Ort aller Endpunkte der Kolbenweglinien. Zunächst geht man dann in der Weise vor, als ob die Dampfvertheilung für eine bestimmte Anzahl von Expansionsgraden ermittelt werden sollte; man theilt also WT in jene Zahl von gleichen Theilen und zieht die verschiedenen Excentrikkreise und Kolbenweglinien, letztere bis zur Verlängerung mit einem Hilfskreise vom Durchmesser $gh = 100^{mm}$. Man wird finden, dass z. B. alle Punkte, welche für die verschiedenen Grade das Ende der Einströmung bezeichnen, auf einer Curve liegen, die in der Figur durch COD dargestellt ist; dieselbe muss durch O gehen, und die Richtung der Kolbenweglinie für die Füllung $^1/_2$ ist diejenige der Tangente ef in O an jene Curve. Für $^1/_3$ Füllung muss die Kolbenweglinie eine solche Lage erhalten, dass $gk : gh = 1 : 3$ sich verhält. Die zugehörigen ideellen Excentrikradien sind bezw. $O W_{\frac{1}{2}}$ und $O W_{\frac{1}{3}}$.

Was die Maximalfüllung betrifft, so ist zu berücksichtigen, dass $\frac{u}{c} = 1$ im vorliegenden Falle nicht erreichbar ist. Specielle Angaben über max u liegen nicht vor, dagegen ist aus der Tabelle bei Schaltenbrand S. 120 zu ersehen, dass der grösste Schieberhub etwa 102^{mm} beträgt; im Diagramme wurde $O W_{max} = 51^{mm}$ genommen.

Die Resultate sind folgender Zusammenstellung zu entnehmen, neben welche die thatsächlichen Mittelwerthe aus den Angaben von Schaltenbrand gestellt sind.

Füllung . .	Mittelwerthe nach dem Diagramm			Mittelwerthe nach der Steuerungstabelle		
	Max.	$^1/_2$	$^1/_3$	Max.	$^1/_2$	$^1/_3$
Lin. Voreilung v mm	3,6	3,6	3,6	3,5	3,5	3,5
Grösste Oeffnung mm	29	12	7,5	29	11,50	7
Schieberhub . . mm	102	68	59	102	67	58
Ende d. Einstr.; ϵ_1	0,780	0,500	0,333	0,779	0,502	0,321
Anf. d. Compr.: ϵ_2	0,920	0,800	0,715	0,922	0,802	0,704
Beg. d. Ausstr.; ϵ_3	0,940	0,843	0,775	0,941	0,845	0,764
Beg. d. Gegenstr.; ϵ_4	0,999	0,995	0,990	0,998	0,994	0,989

Die Vergleichung dieser Zahlen ist wohl geeignet, das Misstrauen zu widerlegen, welches manche Ingenieure gegen die Anwendung der Diagramme im Locomotivbau zu hegen scheinen. Natürlich kann aber eine solche Uebereinstimmung nur dann erwartet werden, wenn in der Praxis die Construction auf die Resultate der Theorie gegründet wird, ein Satz, welcher in gewissem Sinne allgemeine Giltigkeit beanspruchen darf. —

Schliesslich sei noch bemerkt, dass auch die Diagramme der Umsteuerungen von Allan-Trick, Heusinger v. Waldegg und Pius Fink nach der hier dargelegten Methode sich ohne Schwierigkeit construiren lassen.

*) A. a. O. S. 91 u. ff.

**) A. a. O. Gl. (45) und (46). S. 108.

Untersuchungen über den deutschen Bessemerprocess.

Von Dr. **Friedrich C. G. Müller**, Lehrer der Naturwissenschaften a. d. Realschule I. Ordnung zu Osnabrück.

(Schluss von Seite 385.)

§ 6.

Dem zweiten Hauptabschnitt dieser Abhandlung fällt die Aufgabe zu, das in den vorhergehenden Paragraphen in seinen Umrissen entworfene Bild des deutschen Bessemerprocesses ins Einzelne auszuführen. Wir haben erkannt, dass der Verbrennungsprocess im Converter von zwei einfachen Gesetzen bestimmt wird, der grossen Verbrennungswärme des Siliciums und der mit der Temperatur so schnell wachsenden Affinität des Kohlenstoffs. Alle Abarten des Processes erwiesen sich dem entsprechend als Functionen der Anfangstemperatur und des Siliciumgehaltes im Roheisen. Der innere Mechanismus der Verbrennung konnte, so lange es sich nur um den praktischen Erfolg handelte, unberücksichtigt bleiben. Nicht so, wenn es sich um eine gründliche Theorie handelt.

Die Oxydation des Kohlenstoffs, Siliciums und Mangans pflegt man sich als eine directe Verbindung dieser Substanzen mit dem Sauerstoff der eingeblasenen Luft vorzustellen. Genauer betrachtet ist dieses directe Herausbrennen geringer Beimengungen aus einer ebenfalls verbrennlichen Hauptmasse, ohne dass die letztere mit verbrennt, allen bisherigen Beobachtungen zuwider, ja geradezu eine Unmöglichkeit. Selbst ohne die schönen Arbeiten Bunsen's*) und anderer Forscher über die unvollständige Verbrennung von Gemischen brennbarer Gase, müsste von vorn herein auf eine fast ausschliessliche Verbrennung des Eisens**) geschlossen werden. Jedenfalls müsste nach den Regeln der Wahrscheinlichkeitsrechnung eine directe Verbrennung der beigemengten Substanzen in dem Masse langsamer werden, als ihr Procentsatz geringer würde; die Curven müssten sich der Abscissenaxe asymptotisch nähern. Ein geradliniges steiles Abfallen, wie es die Fig. 1 zeigt, wäre undenkbar. Wer möchte behaupten, dass aus einem entzündeten Gemisch von 99 pCt. Alkohol und 1 pCt. Aether, zuerst der letztere für sich verbrennte?

Der Bessemerprocess ist somit eine indirecte Verbrennung, und das geradlinige Abfallen der Curve in der Mitte beweist, dass die directe Verbrennung unbemerkbar ist. Der einzige Körper, welcher von der 5. bis 14. Minute, während welcher Zeit die Temperatur des Bades constant ist,***) nahezu in der nämlichen relativen Menge vorhanden, ist das Eisen, und dieses muss somit constant verbrennen. Das gebildete und im Bade aufgelöste Oxyd überträgt seinen Sauerstoff auf die beigemengten Bestandtheile.

Das Bad enthält also stets ein gewisses, an Eisen gebundenes Quantum Sauerstoff, welches sich in dem Masse vergrössert, als die zu oxydirenden Substanzen abnehmen. Die Möglichkeit des Bessemerverfahrens beruht somit allein auf dem glücklichen Umstand (ja Zufall, wie wir, ohne das Verdienst des Erfinders herabzusetzen, sagen dürfen), dass das geschmolzene Eisen Sauerstoff in irgend welcher Verbindung in erheblicher Menge auflöst,*) wie Bender zuerst analytisch nachgewiesen hat.

Es sei zur Bestätigung des Gesagten noch daran erinnert, dass auch im Puddelofen, wie bekannt, die directe Verbrennung der auszuscheidenden Substanzen gar keine Rolle spielt, und dass die Eruptionsphänomene des Converters und das Aufkochen im Puddelofen ohne Berücksichtigung der indirecten Verbrennung nicht erklärt werden können.

Das Verhältniss, in welchem sich Kohlenstoff, Silicium und Mangan an der Reduction des aufgelösten Oxyds betheiligen, hängt ausser von dem Mengenverhältniss besonders von der chemischen Affinität ab, welche ihrerseits nach den in § 5 behandelten Gesetzen durch die Temperatur bedingt wird.

Das Maximum von oxydirtem Eisen, welches vom Bade aufgenommen werden kann, dürfte nicht erheblich über den durch Fig. 7 dargestellten Werth von 0,213 pCt. Sauerstoff hinausgehen. Jedenfalls sieht Eisen, welches auch 15 Minuten über die Zeit im Converter geblasen ist, silberweiss aus und ist in der Kälte ausserordentlich zähe. Ist das Ende des Processes erreicht, so geht ein Theil Sauerstoff wirkungslos durch den Converter, das durch den anderen Theil gebildete oxydirte Eisen wird in Staubform in die Luft gewirbelt. Wir werden auf diese Thatsachen unten gelegentlich des Spectralapparates wieder zurückkommen.

Die völlige Sättigung des Bades mit Oxyd tritt erst in den letzten Secunden ein. Dass bis dahin nur relativ sehr geringe Mengen aufgelöst sind, beweist einmal das Ausbleiben der Spiegelreaction, wenn die Charge nicht ganz fertig geblasen war, vor allem aber die Möglichkeit der directen Unterbrechung. Die Bessemerhütte Fagersta in Schweden stellt nach dieser Methode sogar Weicheisen dar, welches nur 0,085 pCt. Kohlenstoff enthält, und gewiss nicht mit dem Rothbruch des wirklich verbrannten Eisens behaftet ist, da es sich ja in Bleche auswalzen lässt.**)

Die Sättigung des Bades mit oxydirtem Eisen tritt erst in dem Moment ein, wo der Kohlenstoff auf ein Minimum gebracht ist. Dieses Minimum beträgt etwa 0,04 pCt., steigt aber ein wenig, wenn die Endtemperatur niedriger ist, wie z. B. bei Charge V. (Charge II und VII sind augenscheinlich nicht ausgeblasen.) Dass der

*) Bunsen, Gas. Methoden. 2. Aufl. S. 351. Lothar Meier, „Ber. d. Deutsch. chem. Gesellsch.“ X, S. 2117.

**) Auf dem Stahlwerk Osnabrück beträgt der Eisenabbrand nicht 1 pCt.

***) Vergl. Zusatz I.

*) Bender, „Berg- und hüttenm. Zeitung 1872, S. 261.

**) Vergl. Gurlt, S. 815. — Dürre, Bd. XIX, S. 735 d. Z.

Rest von 0,01 pCt. Kohlenstoff thatsächlich nicht fortgeblasen werden kann, gestattete mir der Zufall mit Sicherheit festzustellen. Bei einer Charge brach beim letzten Kippen der eine Converterzapfen nahe am Triebrade. Es wurde weitergeblasen, bis unter dem Converter eine Grube hergestellt war, in welche nach dem Stopfen des Gebläses der Inhalt durch den Boden des Converters abfloss. Bis dahin müssen etwa 15 Minuten vergangen sein. Das Metall war silberweiss und grosskrystallinisch. Eine mit 14g,497 Substanz ausgeführte Kohlenstoffbestimmung gab 0g,0228 CO_2 oder 0,013 pCt. C; also dieselbe Menge, welche am Ende der Charge Fig. 1 gefunden wurde. Um die in Poren befindlichen Schlackeneinschlüsse zu entfernen, wurde 1k im Graphittiegel im Sefström-Ofen umgeschmolzen. Der wohlgeflossene Regulus zeigte krystallinischen Bruch, war ausserordentlich zähe und gut schmiedbar. Eine Probe wurde auf Si und Mn untersucht. Die Ergebnisse waren

C	0,013
Si	0,049
Mn	0,062

Die Werthe für Si und Mn dürfen nur unter Vorbehalt ebenfalls als Minima angesehen werden, da möglicher Weise aus der Schlacke, deren Menge 0,8 pCt. betrug, Si und Mn in den Regulus gegangen sein können.

Bestimmt demnach das Kohlenstoffminimum den Zeitpunkt der beginnenden Sättigung, so ist eine andere Frage, ob die Menge oxydirten Eisens, welche überhaupt aufgenommen werden kann, von der Zusammensetzung des Bades abhängt. Dem ist in der That so, und war dies von vorn herein anzunehmen. Wie bereits in § 3 angeführt, zeigte sich in Osnabrück fast gar keine Spiegelreaction, auch dann nicht, als wir kürzlich bis 1½ Minuten nach dem Verschwinden der grünen Spectrallinien weiterbliesen und geschmolzenes Spiegeleisen nachsetzten. Ob der Phosphor diese keineswegs unwillkommene Kraft hat, die Lösungsfähigkeit des Bades für oxydirtes Eisen herabzusetzen, soll auf Grund dieses einen Beispiels nicht entschieden werden. Wäre dem wirklich so, dann könnte aus der Stärke der Reaction die Höhe des Phosphorgehaltes erkannt werden.

Die vorstehenden glatten Entwickelungen über das Verhalten des oxydirten Eisens, welche auch noch bei dem Studium der Schlacke und der Theorie der Schlackenproben unten ihre Bestätigung finden werden, führen zum Schluss leider zu einem scharfen Widerspruch. Wir haben vergessen, dass am Ende des deutschen Processes Mn und Si noch in reichlicher Menge vorhanden sind. Wenn diese Körper unmittelbar vor dem Ende, bei geringer Menge von Sauerstoff und neben der Concurrenz des Kohlenstoffs so energisch verbrannten, wie geht es zu, dass sie gleich darauf eine weit grössere Menge oxydirten Eisens unreducirt neben sich dulden? Man erschrickt in der That, so plötzlich vor einer Kluft zu stehen. Ob sich diese Kluft sobald wird überbrücken oder ausfüllen lassen, stehe dahin. Heute muss uns ein Zauberwort hinüber helfen, das schon so manchem Chemiker Ruhe gebracht hat: Katalytische Kraft. Bei der hohen Temperatur am Ende des deutschen Processes bewirkt die schwierige Verbrennung des βC katalytisch, d. h. durch ihre Gegenwart, so zu sagen durch die Macht des guten Beispiels, eine gleichzeitige Verbrennung von Silicium und Mangan. Sobald aber der Gefährte die Arbeit einstellt, erscheinen die letzteren Körper so träge, dass sie nur weiter wirken, wenn ihnen durch Anhäufung von Sauerstoff die Arbeit sehr leicht gemacht ist. Somit ist unseres Erachtens für einen praktischen Mann das gelehrte Wort hinreichend verdeutscht. Der Ausdruck katalytische Kraft hat wie überall, so auch hier, den einzigen Werth, dass er daran erinnert, dass unsere Erscheinung keineswegs vereinzelt dasteht.

§ 7.

Der Schluss des vorhergehenden Paragraphen hat uns zum β-Kohlenstoff geführt. Der Leser wird aus den Diagrammen das gesetzmässige Verhalten dieses Körpers bereits erkannt haben. Dass derselbe metallurgisch thätig ist, dass er den Eintritt und Verlauf der dritten Periode des Bessemerprocesses bestimmt, ist höchst wahrscheinlich. Jedenfalls ist man schwer geneigt, an ein zufälliges Zusammentreffen zu denken, weil der αC, auch wenn seine Menge weit geringer ist als die des Gesammtkohlenstoffs bei Beginn der dritten Periode, sehr stürmisch verbrennt. Dies lässt sich bei einer jeden Charge in Osnabrück beobachten, wo beim Blasen nach Spiegelzusatz die Flamme zuerst ebenso mächtig ist wie in der Eruptionsperiode. Andererseits kann der durch die Analyse gefundene βC nicht erst beim Erstarren gebildet sein, weil er sich auf dem Querschnitt der in kalte Coquillen gegossenen Proben gleichmässig vertheilt zeigt.

Was ist nun aber dieser βC? — Er hat mit dem Graphit des Roheisens, dem krystallinisch ausgeschiedenen, ungebundenen Kohlenstoff, nichts weiter gemein als das Zeichen βC. Im Gegentheil, er ist gebunden an Eisen; er ist nicht nur amorph, sondern ertheilt auch einer erstaunlichen Eisenmenge die Eigenschaft amorph zu sein.

Damit ich's deutlich sage: Es existirt in allem Bessemermetall ein sehr bedeutsamer Körper, für den ich keine passendere Bezeichnung weiss, als „amorphes Eisen". Obgleich diese Substanz bei jeder Stahlanalyse zum Vorschein kommt, hat sie bislang doch keine Beachtung gefunden. Es ist nichts anderes als der schwarze Rückstand, welcher beim Auflösen in verdünnter Säure zurückbleibt. Ich wurde bei folgender Gelegenheit darauf aufmerksam. Ich erhielt eine Stahlprobe zur Untersuchung, welche diejenige Art des Rothbruches zeigte, die ich fortan „Walzbruch" nennen werde, infolge deren die damit behafteten Blöcke beim Verwalzen grosse Risse bekommen. Es wurde gefunden

C	0,177 / 0,173
Si	0,189
Mn	0,188

Diese Analyse zeigte also nichts besonderes. Wohl aber fiel es auf, dass der Rückstand beim Lösen der Substanz in verdünnter Salzsäure abnorm gross war. Ich gab mir Mühe, denselben rein zu gewinnen, was durchaus nicht einfach ist. Folgende Methode führt rasch zum Ziel, vorausgesetzt, dass man nicht auf Sauerstoff untersuchen will. Man setzt 15^g mit zu $^1/_6$ verdünnter Schwefelsäure an und nimmt von derselben 180^g, also wenig mehr als die theoretisch erforderliche Menge. Gerade Schwefelsäure hat die Eigenschaft, schon in der Kälte eine schnelle Lösung zu bewirken. Man lässt etwa 12 Stunden stehen, bis sich der Rückstand klar abgesetzt hat, decantirt, filtrirt durch ein kleines Faltenfiltrum, wäscht schnell mit siedendem Wasser, darauf mit siedendem Alkohol und spritzt schliesslich den Niederschlag mittelst Alkohol in eine gewogene Platinschale. Dieselbe wird auf das Dampfbad gebracht und mit einem Glimmerblatte bedeckt, durch dessen Durchbohrung Leuchtgas eingeleitet wird. Man dampft im Leuchtgasstrom ab und lässt darin trocknen und völlig abkühlen. Der schwarze Körper ist nämlich so pyrophorisch, dass er sich regelmässig entzündet, wenn er auch nur mässig warm der Luft ausgesetzt wird. Mit der Schale wird das amorphe Eisen schliesslich gewogen. In drei Versuchen erhielt ich für den genannten Stahl

$$2{,}24 \ . \ . \ 2{,}11 \ . \ . \ 2{,}12 \text{ pCt.}$$

Zur Bestimmung des darin erhaltenen βC, den ich seitdem stets auf diese Weise bestimme, wurden die beiden ersten Proben im Sauerstoffstrom verbrannt, wobei sie sich in schön rothes Eisenoxyd verwandeln. Es ergab sich

$$\beta C = 0{,}140 \ . \ . \ 0{,}133.$$

Indem ich die bei einer weiteren Untersuchung des amorphen Eisens benutzten Apparate und theilweise umständlichen Methoden in einer späteren Abhandlung eingehend zu beschreiben gedenke, theile ich heute nur die erhaltenen Resultate mit.

Das amorphe Eisen ist sehr schwer löslich in siedender Salzsäure, leichter in heisser Salpetersäure und in concentrirter Eisenchlorürlösung, weshalb es z. B. verschwindet, wenn man zum Zweck der Siliciumbestimmung die salzsaure Lösung zur Trockne bringt. In beiden Lösungsmitteln löst es sich nicht vollständig, sondern es hinterbleibt sämmtlicher Kohlenstoff als ein Eisencarburet, dessen Zusammensetzung ungefähr der Formel FeC_8 entspricht. Das „amorphe Eisen" enthält ausser Kohlenstoff nur Spuren von Phosphor und Silicium *), kein Mangan, wohl aber höchst wahrscheinlich etwas Sauerstoff. Denn es giebt im Wasserstoffstrom erhitzt etwas Wasser, erfährt dabei eine entsprechende Gewichtsverminderung und löst sich nachher unter Wasserstoffentwickelung in warmer verdünnter Schwefelsäure bis auf den erwähnten Rest von C_8Fe. Obgleich sich beim Glühen im Wasserstoffstrome ein deutlich erkennbarer brenzlicher Rauch bildet, erleidet der Kohlenstoffgehalt keine merkliche Verminderung.

Es ist sehr beachtenswerth, dass die Menge des amorphen Eisens dem darin enthaltenen βC proportional ist. Man erkennt dies deutlich aus folgender Zahlenreihe; die betreffenden Proben gehören zu den oben analysirten Chargen.

	Ch. I, 4	Ch. I, 6	Ch. I, 5	Ch. II, 3	Ch. III, 3	Ch. V, 3
Amorphes Eisen	3,71	1,41	0,200	4,40	3,08	4,00
darin βC . . .	0,223	0,104	0,019	0,317	0,215	0,28

Aus diesen Thatsachen folgt, dass das amorphe Eisen wahrscheinlich eine feste Verbindung ist mit der Formel Fe_3C. Der nach der Formel berechnete Gehalt an Eisen beträgt 93,3 pCt.

Vorstehende Angaben werden genügen, um von dem grossen wissenschaftlichen und technologischen Interesse, welches das amorphe Eisen bezw. der βC des Bessemermetalls darbietet, zu überzeugen. Dass der βC in den Stahlanalysen bisher so selten gefunden, beruht einmal darin, dass es Mode geworden, für ihn den nichtssagenden Werth „Spur" anzusetzen, andererseits erklärt es sich in der oben besprochenen Eigenschaft des βC-haltigen Lösungsrückstandes, sich von selbst beim Trocknen auf einem Asbestfilter zu entzünden. Es steht zu hoffen, dass βC demnächst häufig gefunden werden wird, und ein Theil der Beobachtungen in die Oeffentlichkeit gelangt, dann erst wird es möglich sein, einen sicheren Schluss auf die Wirkung des amorphen Eisens im Bessemermetall zu ziehen. Nach meinen auf dem Stahlwerk Osnabrück gemachten Erfahrungen zeigt sich bei 1,5 pCt. amorphen Eisens bereits jene ungefährliche Art des Walzbruches, welche nur ein schlechtes Aussehen der Schienenfüsse zur Folge hat, während 2,0 pCt. derartige Risse veranlassen, welche Ausschuss bedingen. Dagegen habe in dem abgekühlten Stahl bislang keinen Einfluss des amorphen Eisens auffinden können.

§ 8.

Das Studium der für den deutschen Bessemerprocess so wichtigen Endperiode hat sich nicht allein auf die den Verlauf derselben bestimmenden Gesetze, sondern auch auf diejenigen Erscheinungen zu richten, welche das Ende des Processes anzeigen. Die Bessemerpraxis kennt bekanntlich zwei ganz verschiedenartige Indices: Das Verschwinden der grünen Spectrallinien und das Dunkelwerden der Schlacke. Es ist die Aufgabe dieses und des folgenden Paragraphen, die Theorie beider Proben zu entwickeln.

Wenn man den Spectralapparat auf die Bessemerflamme richtet, so erhält man ein continuirliches namentlich gegen Ende der Eruptionsperiode äusserst glänzendes Spectrum erster Ordnung, herrührend von den in der Flamme glühenden festen Partikeln. Dieses Farbenband ist überlagert von den aus hellen Linien bestehenden Spectren der Metalle. Die Natriumlinie, in den Bessemerhütten Kohlenstofflinie genannt, ist in § 4 bereits hin-

*) Sollte man eine grössere Menge Si finden, so ist es beim Auflösen gebildete SiO_4H_2, welche durch Kochen des Rückstandes mit Na_2CO_3 ausgezogen wird.

reichend berücksichtigt worden. Die Lithiumlinie ist meistens und während der Eruptionsperiode, die Kaliumlinie am Ende des Processes sichtbar, beide haben für die Leitung der Charge keine Bedeutung. Sehr wichtig sind dagegen die bekannten vier Liniengruppen im Grün, welche mit dem Aufzucken der Converterflamme sichtbar werden, am Ende der Eruptionsperiode ihren höchsten Glanz erreichen, und am Ende des Processes verschwinden. Die zweite Gruppe erhält sich am längsten und ihr Erlöschen gilt als Index für das Ende.

Die genannten Liniengruppen gehören, wie bekannt, dem Mangan an. Ich selbst habe mit dem Spectroskop keine vergleichende Messungen angestellt, habe aber das in Vogel's „Spectralanalyse" S. 193 wiedergegebene Spectrum der Bessemerflamme auf den Massstab der demselben Werke beigegebenen photographischen Abbildung des $MnCl_2$-Spectrums nach Lecoq de Boisbandran zurückgeführt und eine Coincidenz der Hauptlinien beider Spectra feststellen können. Da die Oxyde des Mangans feuerbeständig sind, rühren die Linien in der Bessemerflamme selbstverständlich vom Dampfe metallischen Mangans her. Der Fuss der Bessemerflamme ist, wie bei einer Leuchtgasflamme, während der Eruptionsperiode farblos und durchsichtig, und man kann von oben tief in den Converter sehen. Die leuchtenden festen Partikeln, welche die Flamme undurchsichtig machen, entstehen also erst ausserhalb beim Verbrennen der Convertergase an der freien Luft. Daraus folgt, dass die Convertergase während der Eruptionsperiode keinen freien Sauerstoff enthalten können, was auch durch die von Snelus*) ausgeführten Analysen festgestellt ist. Sowie also Sauerstoff unverzehrt das Bad passirt, muss eine Verbrennung der Metalldämpfe bereits im Inneren des Converters stattfinden, der Fuss der Flamme undurchsichtig werden und das Metallspectrum verschwinden. Dies lässt sich durch den Versuch ganz leicht bestätigen; man braucht nur den Converter soweit zu neigen, dass die obere Düse frei wird. In demselben Moment verschwinden die grünen Linien. An der Flamme erkennt man, wenn in dieser Stellung geblasen wird, äusserlich weiter keinen Unterschied, als dass der Fuss nicht mehr durchsichtig ist. Die grünen Linien sind somit ein scharfes Reagens auf freien Sauerstoff, und das Verschwinden derselben am Ende des Processes erklärt sich ganz einfach daraus, dass im Moment der Sättigung des Bades mit oxydirtem Eisen ein Theil des Sauerstoffs unwirksam hindurchgeht. In demselben Moment wird auch der Fuss der Flamme undurchsichtig, und man kann von einem erhöhten Standpunkte aus ebenso genau wie mit dem Spectroskop das Ende des Processes daran erkennen, dass man nicht mehr in den Converter sehen kann, während wenige Secunden früher, auch wenn die Flamme stark raucht, das Mauerwerk im Halse deutlich sichtbar ist.

*) Vergl. Gurlt. S. 830.

Bisher hat man statt der vorstehenden einfachen Erklärung des Verschwindens der grünen Linien angenommen, dass das Manganspectrum ein Indicator für vorhandenen Kohlenstoff sei. Zufällig stimmt, falls man den Restkohlenstoff von 0,01 pCt. (vergl. § 6) vernachlässigt, diese Erklärung mit den Thatsachen. Die Begründung dieses Zusammentreffens ist aber unhaltbar. Der Kohlenstoff soll durch Reduction von Manganoxydul metallisches Mangan erzeugen, welches dann ein Spectrum giebt. Dies kann nur heissen sollen, dass das Kohlenoxyd oberhalb des Bades die aufgewirbelten Partikeln von Manganoxydul reducirt; denn zu der grossen Menge metallischen Mangans im Bade braucht doch wol nichts hinzu reducirt zu werden. Eine Reduction des Manganoxyduls durch Kohlenoxyd bei hoher Weissgluth nach der Gleichung $MnO + CO = Mn + CO_2$ ist aber nach bekannten chemischen Gesetzen einfach unmöglich.

Der Grund, weshalb zu Anfang des Processes das Manganspectrum nicht sichtbar wird, liegt selbstverständlich in der niedrigen Temperatur. Erst in der Temperatur der Eruptionsperiode beginnen die Metalle, sich mit dem Gasstrom zu verflüchtigen. Es könnte dabei allerdings auffallen, dass man das Manganspectrum beobachtet, während die Menge des Mangandampfes doch gewiss verschwindend klein ist gegen die des Eisendampfes. Abgesehen davon, dass meines Wissens schon Eisenlinien nachgewiesen sind, ist dagegen zu bemerken, dass der helle Hintergrund ein Erkennen der feinen Eisenlinien unmöglich macht. Wenn durch Spectralapparate mit möglichst viel Prismen das störende Spectrum I. Ordnung hinreichend abgeschwächt wird, sollen die Eisenlinien schon sichtbar werden.

§ 9.

Die auf deutschen Stahlwerken fallende Bessemerschlacke ist dadurch ausgezeichnet, dass sie hauptsächlich nur aus kieselsaurem Mangan besteht. Dieselbe lässt sich vor dem Löthrohr nur unvollständig schmelzen; bei Zusatz von etwas Kalk oder Bleioxyd schmilzt sie zu einem schwarzen Glase. Ihre Härte ist $= 5^1/_2$. Sie ist nicht nur im amorphen, sondern auch im krystallinischen Zustande zu erhalten.

Im amorphen Zustande verbleibt sie bei schneller Abkühlung, z. B. bei den mittelst einer in den Converterinhalt getauchten Eisenstange erhaltenen Schlackenproben, und bildet dann eine steingutartige, undurchsichtige Masse von heller Farbe. An der Aussenfläche erscheint sie infolge einer Oxydation mehr oder weniger braun gefärbt. Sie enthält stets vereinzelte, winzige Eisenkügelchen eingeschlossen, welche bei der Untersuchung stets aus dem Pulver mit Hilfe eines Magneten entfernt wurden. Durch Salzsäure wird die amorphe Schlacke sehr leicht vollständig aufgeschlossen, auch eine kochende Lösung von Natriumcarbonat zersetzt sie theilweise.

Die in Kasten abgelassene, langsam erstarrende Schlacke erscheint durch und durch krystallinisch,

von Farbe dunkelbraun. Bruchstücke erinnern oft wenig an eine Schlacke, könnten vielmehr für ein dem Melaphyr ähnliches Eruptivgestein gelten. Der Bruch zeigt zuweilen 1cm grosse Partien ausgebildeter Krystalle mit spiegelnden Spaltungsflächen. Das Pulver erweist sich unter dem mit Polarisationsapparat versehenen Mikroskop als aus durchscheinenden doppeltbrechenden Krystallfragmenten bestehend, untermischt mit undurchsichtigen amorphen Theilchen. Salzsäure greift das Pulver nur theilweise an, nämlich nur den zwischen den Krystallen lagernden Rest der amorphen Verbindung, wie unten noch näher begründet werden wird. Daher erscheint das längere Zeit mit Salzsäure erhitzte und darauf geschlämmte Pulver unter dem Mikroskop als ein reines Krystallmehl.

Die genauere chemische Zusammensetzung der Schlacke ist aus folgenden Analysen*) ersichtlich:

I	a	b	Mittel
SiO_2	43,86	43,60	43,73
MnO	45,52	45,31	45,41
FeO	9,07	9,01	9,04
Al_2O_3	2,06	1,92	1,99
CaO	Sp.	Sp.	—
	100,51	99,84	100,17.

Diese Schlacke, von einer in Osnabrück erblasenen Charge mit abnorm gesteigerten Eruptionen entnommen, ist also nahezu ein neutrales Silicat; SiO_3Mn enthält 45,8 pCt. SiO_2, 54,2 pCt. MnO; SiO_3Fe enthält 45,4 pCt. SiO_2 und 54,6 pCt. FeO.

Die gewöhnlich fallende Schlacke ist erheblich saurer, aber ärmer an FeO. Von den nachfolgenden Analysen betrifft II eine hellbraune, mit Salzsäure etwas langsamer aufschliessbare Schlacke, III eine Probe krystallinischer Schlacke.

	II	III
SiO_2	53,5	52,7
MnO	36,5	38,2
FeO	6,7	6,5

Eine höchst interessante Eigenschaft der amorphen Schlacke ist ihre Fähigkeit, sich leicht zu oxydiren, eine Eigenschaft, welche für die Puddelschlacke früher von K. List festgestellt ist.**) Ihr Pulver wird schon vor eintretender Glühhitze in der Luft schnell schwarzbraun unter Gewichtszunahme. Das Pulver der Schlacke No. I, in einer Platinschale rasch zum Glühen erhitzt, verglimmt geradezu. Die volle Gewichtszunahme beim Glühen erfolgt schon nach wenigen Secunden und wurde durch anhaltendes Weiterglühen nicht vermehrt.

Dieselbe betrug für die Schlacke I bei vier verschiedenen Versuchen in Procenten

1,89 2,06 1,90 2,00 Mittel = 1,96 pCt.

*) In Bezug auf die Analyse von Bessemerschlacke sei erwähnt, dass die nach dem Aufschliessen mit Salzsäure resultirende SiO_2 nothwendig durch Schmelzen mit Na_2CO_3 von einem geringen, ihr hartnäckig anhaftenden Rest von MnO und FeO gereinigt werden muss. — Al_2O_3 wurde als Differenz aus der Summe $Al_2O_3 + Fe_2O_3$ und dem durch Massanalyse bestimmten Eisengehalt gefunden.

**) S. Bericht über d. kgl. Provinzial-Gewerbeschule zu Hagen, 1860.

Für die Schlacke II ergab sich die Gewichtszunahme

1,56 1,40 Mittel = 1,48 pCt.

Bei einer dritten Probe, welche das gleiche Aussehen wie II hatte, und 6,72 pCt. FeO enthielt, fand man

1,46 1,52 Mittel 1,49 pCt.

Bei einer vierten Probe, deren Oberfläche ebenso dunkel erschien wie bei No. I, ergab ein sehr sorgfältiger, mit 1g,5198 ausgeführter Versuch eine Zunahme von 0g,0344 oder 2,26 pCt. Den FeO-Gehalt fand ich zu 10,57 pCt.

Die mitgetheilten Versuche zeigen, dass, trotzdem nur ein Bruchtheil der oxydirbaren Substanzen oxydirt wird, die Gewichtszunahme eine bestimmte ist. Hatte man die Probe absichtlich nicht fein genug zerrieben, so fand man eine geringere Zunahme, welche aber durch nachträgliches Feinreiben und abermaliges Erhitzen genau den normalen Betrag erreichte. Es ist ferner auf den ersten Blick zu bemerken, dass die Gewichtszunahme dem Gehalt an FeO proportional ist. Die vier Quotienten aus dem FeO-Gehalt und der Gewichtszunahme sind:

$$\frac{9,04}{1,96} = 4,61 \qquad \frac{6,70}{1,48} = 4,53 \qquad \frac{6,72}{1,49} = 4,51 \qquad \frac{10,57}{2,26} = 4,68.$$

Würde nun das FeO allein oxydirt, so müsste die Zunahme $\frac{1}{9}$ des FeO-Gehaltes betragen. Sie ist aber doppelt so gross. Durch Multiplication des FeO-Gehaltes mit $\frac{2}{9}$ erhält man die bezw. Werthe

2,07 1,48 1,49 2,35,

welche mit den gefundenen Gewichtszunahmen gut übereinstimmen. Demnach muss mit jedem Molecül FeO gleichzeitig ein Molecül MnO zu Mn_2O_3 oxydirt sein. Es bildet sich mit anderen Worten beim Erhitzen der amorphen Bessemerschlacke das gemischte Oxyd $FeMnO_3$. Ob diese Verbindung schon isolirt worden ist, weiss ich nicht, jedenfalls ist ihre Existenz von vorn herein nicht unwahrscheinlich.

Dass in der geglühten Schlacke höher oxydirtes Mangan enthalten ist, geht daraus hervor, dass sie mit Salzsäure Chlor entwickelt. Trocknes HCl bildet beim Ueberleiten schon in der Kälte Chlor. In der Glühhitze ebenso, wobei auch etwas Eisenchlorid gleichzeitig mit dem Wasser in dem kälteren Theil der Röhre niedergeschlagen wird, zum Beweise, dass auch Fe_2O_3 vorhanden gewesen. Aus dem in HCl geglühten Rückstande zieht Wasser eine relativ grosse Menge von $MnCl_2$, welches nur mit wenig Eisen verunreinigt ist. Der extrahirte Rückstand liefert, nachdem er wieder an der Luft erhitzt, mit Salzsäure nochmals Chlor.

Bemerkenswerth ist, dass die geglühte Schlacke selbst durch tagelanges Erwärmen mit Salzsäure nur unvollständig aufgeschlossen wird.

Durch Wasserstoff wird die durch Glühen an der Luft oxydirte amorphe Schlacke schon in gelinder Hitze rasch und vollständig reducirt.

Diese leichte Reduction führt zu der Vermuthung, dass der aufgenommene Sauerstoff schon durch starke Hitze wieder ausgetrieben wird. Dieselbe findet darin

ihre Bestätigung, dass eine bis zum Schmelzen erhitzte Probe vom entweichenden Sauerstoffgas aufkocht. Dieser Versuch wird mit dem Leuchtgas-Sauerstoffgebläse ausgeführt, in dessen Flamme an einem Platinöhr das Schlackenpulver gebracht wird. Durch spärlich bemessene Sauerstoffzufuhr muss man es dahin bringen, dass die Hitze nicht über den Schmelzpunkt des Platins hinausgeht.

In den durch vorstehende Untersuchung ermittelten Thatsachen liegt auch die wissenschaftliche Begründung der für die Leitung des Bessemerprocesses so werthvollen Schlackenprobe*). Nach dem Kippen des Converters wird nämlich in das Bad eine Eisenstange getaucht, welche nachher mit einer Schicht amorpher Schlacke umhüllt ist. Die glänzende Aussenfläche ist mehr oder weniger braun gefärbt. Erscheint sie zu hell, so wird weiter geblasen bis zu der Nüance, welche nach langer Erfahrung einem guten Producte zugehört. Helle Oberfläche ist nun gleichbedeutend mit schwacher Oxydation oder nach dem Obigen mit einem geringen Eisengehalt. Es sind folglich im Bade noch hinreichend leicht verbrennliche Substanzen vorhanden. Eine dunkle, eisenreichere Schlacke zeigt eine starke Vermehrung des Oxyduls im Bade. Ist die Schlacke blau angelaufen, so ist eine vollständige Sättigung des Bades mit oxydirtem Eisen eingetreten. (Vergl. § 6.)

Die im Eingange charakterisirte krystallinische Schlacke erfährt im gepulverten Zustande durch Erhitzen nur eine unbedeutende Bräunung und Gewichtsvermehrung. $1^{g},142$ der Schlacke No. III erfuhren nach kurzem Erhitzen eine Zunahme von nur $0^{g},0030$ oder 0,26 pCt., welche durch 10 Minuten lang fortgesetztes Glühen nicht im mindesten gesteigert wurde. Der FeO-Gehalt von 6,5 pCt. hätte eine Gewichtszunahme von 1,44 pCt. erwarten lassen. Daraus folgt, dass die krystallisirte Verbindung keinen Sauerstoff aufnimmt, und dass die geringe Gewichtszunahme nur von der Oxydation des zwischen den Krystallen lagernden Restes amorpher Substanz herrührt. Diese Behauptung wird durch folgende Probe bewiesen. $1^{g},607$ der feingepulverten ungeglühten krystallinischen Schlacke wurden 2 Stunden lang mit Salzsäure erhitzt, wobei, wie erwähnt, eine partielle Aufschliessung stattfindet. Der mit etwas SO_4H_2 zur Trockne gebrachte Rückstand wurde mit Wasser ausgezogen. In der so erhaltenen Lösung zeigte Chamäleon 1,12 pCt. FeO an. Der Quotient aus der gesammten und der durch HCl ausgezogenen Eisenmenge ist 5,8; die gefundene Gewichtszunahme in die zu erwartende dividirt, giebt den Quotienten 5,5. Demgemäss enthielt die krystallinische Verbindung in 5,8 Theilen 1 Theil amorphe Verbindung, welche letztere allein mit HCl aufgeschlossen und beim Erhitzen nach Massgabe des oben aufgefundenen Gesetzes oxydirt wurde.

*) Bei Verwendung manganarmen Bessemerroheisens, z. B. englischen Hämatiteisens, lässt sich die Schlackenprobe nicht ausführen, weil die Schlacke nicht schmilzt und durch und durch schwarz ist.

Zusatz I.

Der metallurgische Process im Converter wird, wie aus vorstehender Abhandlung zu ersehen, in erster Linie durch die Temperatur des Bades bestimmt. Es ist also ein Verständniss nicht möglich, ohne dass die Gesetze, nach welchen sich die Temperatur durch den Abbrand der einzelnen Stoffe verändert, gründlich entwickelt sind. Ich habe mir deshalb die Mühe genommen, die betreffenden Functionen abzuleiten und numerisch zu berechnen. Diese Berechnungen sind für die Beurtheilung vieler anderer metallurgischer Processe ebenfalls von Bedeutung.

Es wird angenommen, dass die durchstreichende Luft auf die Temperatur des Bades erwärmt wird, welche Annahme der Wirklichkeit jedenfalls sehr nahe kommt, da im Converterhalse mitten im Process ein Eisendraht geschmolzen wird. Auf die Verringerung des Converterinhaltes infolge des Abbrandes braucht keine Rücksicht genommen zu werden.

Als unabhängige Variable kann naturgemäss nur die Masse der eingeblasenen Luft x gelten, deren Function die Temperatur y ist. Der Temperaturzuwachs dy, welcher durch eine kleine Luftmenge dx hervorgebracht wird, ist nun gleich der Verbrennungswärme des betreffenden Körpers b, vermindert um die Wärmemenge, welche verbraucht wird, um den Stickstoff sowie das Verbrennungsproduct auf die Temperatur des Bades y zu bringen, das Ganze dividirt durch das Product aus der Eisenmasse p und der Wärmecapacität 0,18 des geschmolzenen Eisens. Also

$$dy = dx \frac{b - y(m+n)}{0{,}18 \cdot p} \quad \ldots\ldots \quad \text{(I).}$$

Die Berechnung von b, m, n ergiebt sich aus der Ueberlegung, dass die Luftmenge dx an Sauerstoff enthält $0{,}24 \cdot dx$, an Stickstoff $0{,}77 \cdot dx$. Der Sauerstoff oxydirt aber $q \cdot 0{,}23 \cdot dx$, wobei q das stöchiometrische Verhältniss des Sauerstoffs zu dem verbrannten Körper ist. Das gebildete Verbrennungsproduct erfordert, um auf die Temperatur y erwärmt zu werden, an Wärmeeinheiten

$$m = dx \cdot 0{,}23 \cdot q_{,} \cdot s_{,} \cdot y,$$

worin $q_{,}$ der Quotient von dem Moleculargewicht des Verbrennungsproductes und dem im Molecül enthaltenen Sauerstoff ist. $s_{,}$ ist die Wärmecapacität des Verbrennungsproductes.

Der Stickstoff beansprucht

$$n = dx \cdot 0{,}77 \cdot s_{,,} \cdot y \text{ Calorien.}$$

Setzen wir in obiger Gleichung

$$\frac{b}{0{,}18 \cdot p} = c_{,} \qquad \frac{m+n}{0{,}18 \cdot p} = c_{,,},$$

so wird

$$\frac{dy}{dx} = c_{,} - y\,c_{,,} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{(II)}$$

$$dx = \frac{dy}{c_{,} - y\,c_{,,}}$$

$$x = \int \frac{dy}{c_{,} - y\,c_{,,}}$$

$$x = -\frac{1}{c_{,,}} \ln (c_{,} - y\,c_{,,}) + C.$$

Zur Eliminirung der Constante C ist zu bedenken, dass für $x = 0$ $y =$ der Anfangstemperatur $= a$ sein muss. Dann ergiebt sich

$$x = \frac{1}{c_{,,}} \ln \frac{c_{,} - a\,c_{,,}}{c_{,} - y\,c_{,,}}$$

$$x = \frac{1}{c_{,,}} \ln \frac{\frac{c_{,}}{c_{,,}} - a}{\frac{c_{,}}{c_{,,}} - y}$$

$\frac{c_i}{c_u}$ ist nun, wie sich aus (II) sofort ergiebt, die Maximaltemperatur. Wir bezeichnen dieselbe mit w. Die Differenz der Anfangstemperatur und Maximaltemperatur $w - a$ setzen wir $= d$. Dann wird

$$x = \frac{1}{c_u} \ln \frac{d}{w - y}$$

$$e^{-x c_u} = \frac{w - y}{d}$$

$$y = w - \frac{d}{(e^{c_u})^x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \text{(III)}.$$

Vorstehende Function ist von mir numerisch berechnet sowol für den Fall, dass nur eine Substanz brennt, als auch für den gleichzeitigen Abbrand mehrerer Stoffe. Ich theile das Ergebniss mit für die Verbrennung von Si zu SiO_2, von C zu CO, von Fe zu FeO. Die Rechnung ist nicht nur für Luft von 0°, sondern auch für eine Windtemperatur von 500° ausgeführt.

Da ich leider die neueren Untersuchungen von Troost und Hautefeuille über die Verbrennungswärme des Mangans bis jetzt nicht habe bekommen können, ist das Mangan noch nicht berechnet. Ich glaube aber von vorn herein annehmen zu dürfen, dass das Ergebniss nicht bedeutend anders ausfallen wird als für Eisen.

Um den Leser nicht mit einem Wust von Zahlen zu belästigen, habe ich die genannten Functionen in Fig. 8 bis 10 graphisch dargestellt. Die starken horizontalen Linien, welchen sich die Curven asymptotisch nähern, geben die absolute Maximaltemperatur an; nur für das Silicium mit seinem sehr hohen Maximum mussten dieselben des Raumes wegen fortbleiben.

Fig. 8
(Si zu SiO_2.)

Fig. 9
(C zu CO.)

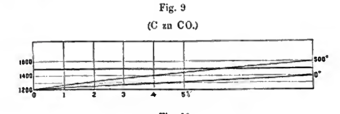
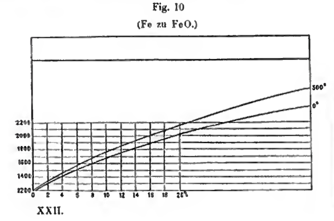


Fig. 10
(Fe zu FeO.)



Die der Rechnung zu Grunde gelegten Constanten sind die folgenden:

Verbrennungswärme des C zu CO = 2473 Cal.
„ „ Si „ SiO_2 = 7830 „
„ „ Fe „ FeO = 1350 „
Wärmecapacität des Fe = 0,13 [bei 1200°]*)
„ „ N = 0,24
„ „ CO = 0,25
„ „ SiO_2 = 0,19
„ „ FeO = 0,16

$p = 7500$. Luftquantum 140[k] pro Minute.

Zusatz II.

Die analytischen Methoden, welche ich bei der Untersuchung von Eisen und Stahl befolge, theile ich in der Kürze mit, nicht um wesentlich Neues zu bringen, sondern um den Lesern die Möglichkeit zu geben, die Zuverlässigkeit meiner Resultate, soweit sie von der Methode abhängt, beurtheilen zu können.

Gesammtkohlenstoff. Die Substanz (10[g] bei Stahl) wird 3 Tage lang mit der erforderlichen Menge einer kalten Kupfervitriollösung digerirt. Der Kupferschwamm wird zum Theil mittelst eines Löffels auf einen Trichter gebracht, dessen Rohr mit einem Minimum lockeren Asbests verstopft ist. Das so aufgebrachte Kupfer bildet das Filter für das Ganze. Mit heissem Wasser wird so lange gewaschen, bis Ferrocyankalium im Waschwasser keine Reaction hervorbringt. Das darauf im Trichter bei 120° getrocknete Kupfer wird in eine böhmische Röhre gefüllt, der Trichter mit Asbest ausgewischt und letzterer als Schlusspfropf in die Röhre geschoben. Diese wird im Verbrennungsofen erhitzt und gereinigter Sauerstoff eingeleitet, im übrigen genau verfahren wie bei der organischen Elementaranalyse. Den Sauerstoffstrom nimmt man so schwach, dass das gebildete Kupferoxyd nicht schmilzt, dann lässt es sich nach dem Erkalten leicht herausstossen und die Röhre kann oft benutzt werden, andernfalls geht sie für einen weiteren Versuch verloren. Während die Verbrennung vorschreitet, steigen in den Kaliapparat ganz langsam Blasen fast reiner Kohlensäure.

Die Methode ist namentlich auch bei geringerem Kohlenstoffgehalt von grosser Genauigkeit; sie verläuft so glatt und ruhig, dass sie mir die angenehmste analytische Operation ist.

β-Kohlenstoff. Ueber die Bestimmung des βC im Stahl findet man eingehende Angaben in § 7. Der Graphit des Roheisens ist so schwer verbrennlich, dass er auf dieselbe Weise nicht bestimmt werden kann. Auch wenn man ihn mit CuO zusammenreibt, gelingt es nicht, in einer böhmischen Röhre die zur völligen Verbrennung erforderliche Hitze zu erreichen. Folgendes Verfahren führt bequem und sicher zum Ziel. Man reibt den getrockneten Rückstand mit einigen Gramm pulverförmigen Kupfers zusammen, wie es durch Reduction des bei der Gesammtkohlenstoffbestimmung erhaltenen CuO mittelst Wasserstoff erhalten werden kann. Mit diesem Gemisch verfährt man wie bei der Bestimmung des Gesammtkohlenstoffs, nur dass man den Sauerstoffstrom so verstärkt, dass das gebildete CuO zu schmelzen beginnt.

*) Gruner, Analytische Studien über den Hohofen, übersetzt von Steffen. S. 122.

Silicium. Ich habe nur die bekannte alte Methode befolgt, welche, meiner Erfahrung nach, bei richtiger Ausführung die schärfste und sicherste ist, welche die analytische Chemie kennt. Eine Aufschliessung des ersten Rückstandes mit Na_2CO_3 ist übrigens unerlässlich. Dass sich beim Auflösen der Probe in Salzsäure kein Siliciumwasserstoff bildet, habe ich mehrfach dadurch festgestellt, dass ich das entweichende Wasserstoffgas verbrannte und das gebildete Wasser auffing. Es gelang nicht, darin SiO_2 zu entdecken.

Mangan. Zur Bestimmung des Mangans bediene ich mich im Wesentlichen der von Kessler ausgebildeten Methode: Genaue Neutralisirung des Chlorids mit Na_2CO_3, Fällung mit wenig Natriumacetat, partielle Filtration des Eisenniederschlages.*) Bei der Untersuchung von Stahl löse ich 6 bis 8g Substanz in einem mässigen Ueberschusse von Salzsäure, oxydire mittelst concentrirter Salpetersäure und verdünne mit kaltem Wasser auf 1600ccm. Darauf wird nach Kessler's Vorschrift genau neutralisirt, wobei die Lösung fast schwarz wird. Die genaue Neutralisirung ist Vorbedingung eines guten Resultates, erfordert ziemliche Sorgfalt und ½ Stunde Zeit. Jetzt setzt man einige Tropfen Essigsäure und nicht mehr Natriumacetat hinzu, als Eisen angewandt worden, füllt soviel Wasser nach, dass nach dem Aufkochen nahezu die Marke im Halse des Kolbens (2000ccm) erreicht wird. Beim Aufkochen vertheilt man die Masse in zwei Kolben, giesst nachher in den ersten zurück, fügt Wasser bis zur Marke hinzu, rührt um und filtrirt durch ein grosses Faltenfiltrum in einen calibrirten Cylinder, welcher vorher mit heissem Wasser ausgeschwenkt war. Schon nach 2 Minuten ist das Flüssige abgelaufen, etwa 1750ccm. Das Filtrat wird sofort auf 400ccm eingedampft, neutralisirt und mit Bromwasser versetzt. Nachdem es 2 Stunden sich selbst überlassen, wird es erhitzt und zur Zerstörung der Uebermangansäure einige Tropfen Alkohol zugefügt. Nunmehr filtrire ich durch ein kleines Faltenfiltrum aus feinstem Filtrirpapier und wasche mit kochendem Wasser aus; beide Operationen sind nach einer halben Stunde vollendet. Wenn man nämlich nach der vorstehenden Angabe arbeitet, setzt sich der Niederschlag nicht am Rande des Becherglases fest und steigt auch nicht über den Rand des Filtrums. Ferner enthält, wie ich erst kürzlich festgestellt habe, der Niederschlag nicht ein Procent Verunreinigung, weshalb ich ihn ohne weiteres feucht, in das Filtrum gehüllt, in den Platintiegel bringe und mit einer Flamme erhitze. Zum Schluss gebe ich über dem Gebläse starke Glühhitze bei halb bedecktem Tiegel.

Die ganze Methode stützt sich auf die von Kessler genau festgestellte Thatsache, dass bei Anwendung von wenig Acetat kein Mangan mit dem Eisenoxydhydrat niederfällt, was bei Anwendung von viel Acetat bekanntlich geschicht. Ich habe dafür noch eine Bestätigung darin, dass eine der obigen Chargen in einem anderen Laboratorium nach der gewöhnlichen Methode (annähernde Neutralisation, Fällung mit viel Acetat; Auflösung, nochmalige Fällung und Auswaschen des Niederschlages, Vereinigung der Filtrate u. s. w.) analysirt wurde. Alle Werthe waren kleiner als die meinigen, obgleich ich damals das Superoxyd nochmals löste, um einen vermeintlichen Alkaligehalt zu entfernen; der Werth für Probe II war sogar erheblich kleiner als für Probe III. Es zeigte sich also jene Unzuverlässigkeit in der Manganbestimmung, worüber ich schon mehrere Chemiker habe klagen hören und die mir früher selber viel Verdruss bereitet hat, bis ich namentlich nach persönlicher Unterweisung die obige Methode einschlug, welche mich nie im Stich gelassen. Die Methode ist ausserdem so glatt und schnell und schafft namentlich den entsetzlichen Eisenniederschlag sofort beiseite.

*) Fresenius, Zeitschr. XI, Heft III.

Magnetische Manganbestimmung. Mit Hilfe der magnetisirten Klinge eines Taschenmessers kann man das Mangan im Spiegeleisen innerhalb der Grenzen von 5 bis 12 pCt. in wenigen Secunden bis auf ½ pCt. genau ermitteln. Man stellt aus der zu untersuchenden Probe Stückchen von der Grösse eines Hanfkorns dar. Wird das Stückchen so gut wie gar nicht angezogen, so enthält es 12 pCt. Mn; bleibt es hängen, ohne emporzuhüpfen, 10 pCt.; hüpft es ½mm hoch, 8 pCt.; hüpft es 2mm hoch, 6 pCt. — Nach der Beschreibung lässt sich die Probe übrigens nicht genau ausführen, sondern man muss sich eine Reihe analysirter Normalpröbchen vorräthig halten. Dann bekommt man nach wenigen vergleichenden Versuchen hinreichende Uebung, um sofort einen Unterschied von ½ pCt. Mn herauszufühlen. Mehrere Bessemeringenieure, denen ich unter Beifügung analysirter Pröbchen die Methode mittheilte, äusserten sich sehr befriedigt. — Dass das Ferromangan unmagnetisch ist, hat man übrigens schon lange gewusst.

Ueber eine neue Methode zur Bestimmung des Phosphors und Schwefels im Eisen und Stahl, welche bereits nach 2 Stunden zu einem scharfen Resultat führt, werde ich später an einem anderen Ort berichten. —

Schluss.

Wol mancher Leser, der voll Liebe zur Sache unverzagt dem Gange der heutigen Untersuchung gefolgt ist, dürfte am Schluss das Gefühl haben, als seien wir auf einen Aussichtspunkt gelangt, welcher einen klaren Ueberblick über das zu erforschende Gebiet darbietet. Thatsache ist aber auch, dass wir unterwegs auf eine ganze Reihe unaufgeklärter Nebenumstände gestossen, die für die Theorie wol untergeordnet, für die Praxis aber von grosser Bedeutung sind. Um den Gang der Darstellung nicht zu verwirren, sind Nebenfragen nur kurz oder gar nicht behandelt. Da ist zuerst das abnorme und den Betrieb erschwerende Eruptionsphänomen von Charge I, welches auf vielen Bessemerwerken sporadisch auftritt, dessen in der Constitution des Roheisens liegende Ursachen noch völlig räthselhaft sind, durch die Analyse wenigstens von mir nicht nachgewiesen werden konnten, wie bereits in meiner früheren Abhandlung*) mitgetheilt worden. Bei dieser Gelegenheit werden wir auch dringlich an unsere Unkenntniss des Roheisens, speciell des geschmolzenen Roheisens erinnert, in dessen Constitution gewiss auch das verschiedenartige Verhalten des Mangans in den beiden ersten Perioden des Processes begründet ist. Die metallurgische Rolle des Mangans während der Eruptionsperiode ist ebenfalls nicht klar. Man bedenke, der Siliciumabbrand steht still, das Mangan brennt weiter, und die Schlacke bleibt gleichwol zähe. Also müsste das Mangan in die Luft gehen und zwar nach § 8 in Dampfform. Seine Oxyde sind aber nicht flüchtig, und wenn es lediglich als Metall verdampfte, müsste es kühlend wirken, was thatsächlich nicht der Fall ist.

*) „Berichte d. Deutsch. chem. Gesellsch." XI, S. 540.

Welche Fülle von Fragen knüpfen sich an den βC bezw. das „amorphe Eisen“? Welche Gesetze bestimmen seine thatsächliche Vermehrung nach Zusatz von Spiegeleisen? Völlig neu und ebenso schwer zu deuten wie praktisch bedeutungsvoll ist die in der Abhandlung nicht weiter berührte Zunahme des Siliciumgehaltes nach Spiegelzusatz in den beiden Chargen von Bochum. Und nun endlich gar die Phosphorfrage; weshalb verbrennt der Phosphor im Converter nicht und wie wird es möglich sein, ihn zu entfernen?

Noch schwieriger zu verfolgen ist das Phänomen der Erstarrung, also die eigentliche Bildung des Stahls. Es wollen dabei aufmerksam studirt sein: Die Gasausscheidungen*), etwaige Schlackensecretionen, das Schrumpfen, das Gefüge der Blöcke, dessen Abhängigkeit von der Temperatur und anderen Verhältnissen und dessen Veränderung beim weiteren Verarbeiten.

Alle die aufgeworfenen Fragen und viele andere ausserdem sind sehr schwierig zu beantworten, ja für mehrere suchen wir noch nach dem archimedischen Punkt. Und wenn es uns gelänge, tiefer einzudringen, so würden sich gewiss noch viele neue Räthsel aufthun.

Somit zeigt der Schluss, dass, wie das Bessemermetall das räthselhafteste Metall ist, auch die in ihrem Gerüst so einfache und übersichtliche Theorie des Bessemerprocesses von einem kaum zu entwirrenden Nebenwerk umhüllt wird. Aus diesem Grunde ist es auch nicht rathsam, vom rein theoretischen Standpunkte aus der Praxis Neuerungen vorzuschlagen. Andererseits ist der Weg des Experimentirens in Anbetracht der gewaltigen Metallmasse, welche bei jedem Versuch auf dem Spiele steht, nichts weniger als einladend. Wo man also durch glücklichen Zufall oder nach langjähriger Erfahrung ein gutes Product und eine leidliche Sicherheit im Betriebe erreicht hat, ist es dermalen nicht nur verzeihlich, sondern geboten, sich auf Neuerungen nur mit der grössten Vorsicht einzulassen. Mit Gewalt gar wird selbst eine urwüchsige Thatkraft nichts bessern können. Wer nicht allein auf den glücklichen Zufall baut, wird nicht eher auf schnellen Fortschritt hoffen, bevor eine vollständige, wissenschaftliche Theorie die gesammte Bessemerindustrie umfasst. Es wird aber wol noch Jahre bis dahin dauern und um so länger, je weniger Interesse von Seiten der wissenschaftlichen Chemie technologischen Fragen zugewandt wird. Denn, soweit ich ein Urtheil habe, dürfte selbst eine grössere Zahl zusammenwirkender Kräfte auf dem Gebiete des Bessemerprocesses Jahre lang schwere wissenschaftliche Arbeit finden. Den Chemikern und Ingenieuren der Bessemerwerke selber ist es in ihrer Stellung und bei ihrer Berufslast nicht wohl möglich, an so schwierige wissenschaftliche Fragen mit Ruhe heranzutreten. Wohl aber ist es ihre Pflicht, ihre Erfahrungen und Versuche mehr als bisher öffentlich mitzutheilen und der Wissenschaft zugänglich zu machen.

*) Ich werde binnen Kurzem eine Arbeit über die Gase im Bessemerstahl veröffentlichen, worin sich die Gautier'sche Hypothese als haltlos erweisen wird.

Die Verbrennung über dem Roste.

Von Prof. Dr. **H. Meidinger.**

(Schluss von Seite 337.)

7) Rostfläche, Schichthöhe und Menge der zu entwickelnden Wärme sind gegeben. Brennstoffgrösse, Zugstärke, Schornstein? Der gasärmere und weniger poröse Brennstoff muss in kleineren Stücken angewendet werden, damit die Berührungspunkte mit der durchziehenden Luft vermehrt werden; der gasreichere muss einen etwas stärkeren Zug haben, d. h. es muss mehr Luft durch denselben strömen, da bei ihm der Sauerstoff weniger zur Wirkung kommt. Es ist nicht undenkbar, dass Anthracit bei gehöriger Kleinheit der Stücke unter obigen Bedingungen ebenso rasch verbrannt werden, bezw. die gleiche Wärme entwickeln kann wie ein entsprechend grossstückiger gasreicher Brennstoff. Wie es sich in diesem Falle mit der Schornsteinhöhe verhalten wird, lässt sich nicht voraussehen. Der gasarme kleinstückige Brennstoff setzt dem Durchströmen grossen Widerstand entgegen, verlangt deshalb einen hohen Schornstein. Der gasreiche, grossstückige Brennstoff beansprucht jedoch eine grössere Menge Luft, somit grössere Geschwindigkeit derselben, wofür ebenfalls ein hoher Schornstein erforderlich ist. Welcher Factor überwiegt, ist unbestimmbar. Doch dürfte bei Vergleich von Anthracit mit einem sehr gasreichen Brennstoff dort der Widerstand überwiegen, weil der Anthracit in verhältnissmässig sehr kleinen Stücken angewendet werden müsste, somit dürfte für Anthracit ein höherer Schornstein nöthig sein.

8) Rostfläche, Brennstoffgrösse, Schichthöhe und Menge der zu entwickelnden Wärme sind gegeben. Zugstärke, Schornstein, Nutzeffect? Der gasarme Brennstoff erfordert grössere Zugstärke als der gasreiche, somit, da alle anderen Bedingungen gleich, höheren Schornstein. Je nach dem Quantum der zu entwickelnden Wärme ist der Nutzeffect bei dem gasarmen Brennstoff gross und bei dem gasreichen klein, da von letzterem zu viele Gase unverbrannt entweichen; oder umgekehrt bei dem gasreichen ist der Nutzeffect gross und bei dem gasarmen klein, da bei letzterem zu viel freier Sauerstoff in die Verbrennungsproducte gelangt.

9) Rostfläche, Brennstoffgrösse, Schichthöhe und Schornstein sind gegeben. Wärme und Nutzeffect? Bei relativ niedriger Schichthöhe, wo die Verbrennung des gasreichen Brennstoffs eine vollkommene ist, entwickelt derselbe eine grössere Menge Wärme als der gasarme, da von letzterem ein grösserer Ueberschuss von Sauerstoff in den Schornstein gelangt. Mit Erhöhung der Brennstoffschicht verändern sich die

Bedingungen zum Vortheil des gasarmen Brennstoffs. Es nimmt zwar auch bei dem gasreichen noch eine Zeit lang die Menge entwickelter Wärme zu, aber zu Ungunsten des Nutzeffects, da ebenfalls die Menge unverbrannter Bestandtheile in den Verbrennungsproducten sich vermehrt; es kommt jedoch einmal eine Schichthöhe, bei welcher die entwickelte Wärme ihren Maximalwerth erreicht hat, bei noch weiterer Erhöhung der Brennstoffschicht wird durch reichliche Reduction der Kohlensäure zu Kohlenoxyd wieder Wärme verbraucht, und ausserdem entweicht noch die ganze Menge der Destillationsproducte unwirksam in den Schornstein. Bei dem gasarmen Brennstoff, nehmen wir wieder Anthracit, nimmt mit Erhöhung der Schicht die Menge freien Sauerstoffs zu Gunsten einer im gleichen Verhältniss vermehrten Wärmeentwickelung ab, und es tritt ein Punkt ein, wo dieselbe einen Maximalwerth erlangt, der dann das Quantum bei gleicher Schichthöhe von dem gasreichen Brennstoff entwickelter Wärme übertrifft. Je nach Höhe der Brennstoffschicht bei gegebenem Schornstein sind also Wärme und Nutzeffect bei verschiedenen Brennstoffen andere; bei niedriger Schicht grösser für gasreiche, bei hoher Schicht grösser für gasarme.

10) Rostfläche, Brennstoff und Schornstein sind gegeben. Wie hoch ist die Brennstoffschicht für grösste Wärmeentwickelung und grössten Nutzeffect der Heizungsanlage? Ganz oben (S. 338) wurde der gleiche Fall behandelt, sobald die Zugstärke unverändert ist, also stets dieselbe Menge Luft durch den Rost zieht. Bei Anwendung eines Schornsteins hängt jedoch die Zugstärke von der Brennstoffschicht ab, vermindert sich mit deren Höhe. Wird die Brennstoffschicht allmälig über dem Rost erhöht, so nimmt die Wärmeentwickelung zu, indem zugleich das Quantum durchziehender Luft sich vermindert. Es kommt ein Punkt, wo die beste Verbrennung stattfindet, also eine vollkommene mit dem geringsten Sauerstoffüberschuss. Entspricht solches gerade der grösstmöglichen Wärmeentwickelung? Es lässt sich diese Frage nur experimentell sicher entscheiden. Es ist denkbar sowol, dass mehr Wärme bei geringerer wie höherer Schicht entwickelt wird, d. h. sowol bei grösserem Luftüberschuss wie bei etwas unvollständiger Verbrennung. Letzteres ist nicht unwahrscheinlich. Sollte eine Verbrennung, wie in der obigen Tabelle unter No. 7 berechnet, möglich sein, so würde, selbst wenn die Menge durchgehender Luft sich um $^1/_4$ verminderte, noch ein erheblicher Gewinn von fast der Hälfte der unter No. 3 (doppelte Luftmenge) berechneten Wärme resultiren; bei No. 8 noch etwas über $^1/_4$. Die forcirte Feuerung dürfte sich dadurch erklären lassen. Bei Anwendung eines gasreichen Brennstoffs wird es dann dauernd stark rauchen. Uebrigens wird die Natur des Brennstoffs auch auf den zu erreichenden Effect von Einfluss sein, und die Grösse des Brennstoffs, d. h. ob also die Verbrennung überhaupt bei bester Verbrennung mit grösserem oder geringerem Sauerstoffüberschuss erfolgt. Vielleicht, dass bei Coks oder Anthracit, sobald ihre Stücke klein, eine Forcirung des Feuers gar nicht möglich ist.

Auch der Nutzeffect der Heizungsanlage, d. h. das Verhältniss der in den Heizapparat (Kessel) eingedrungenen Wärme zu der von den verbrannten Kohlen bei vollständiger Verbrennung zu Kohlensäure zu erzeugenden, muss nicht nothwendigerweise mit der besten Verbrennung zusammenfallen, obwol er nicht weit davon entfernt sein kann. Denn es ist nicht unmöglich, dass, obschon durch entstandenes Kohlenoxyd etwas Brennstoff verloren geht, doch durch die der stärkeren Wärmeentwickelung entsprechende höhere Temperatur und wegen der geringeren Menge Verbrennungsproducte etwas mehr Wärme auf den Kessel übertragen wird, als durch das Kohlenoxyd noch hätte gebildet werden können.

11) Brennstoff und Heizungsanlage sind gegeben. Steigerung der Wirkung? Es giebt zwei Mittel, die Menge zu entwickelnder Wärme zu vermehren: Rostvergrösserung und Schornsteinerhöhung. Durch Erhöhung der Brennstoffschicht auf dem Rost kann, wie oben gezeigt wurde, nur vielleicht der Effect um etwas gesteigert werden. Erweitert man jedoch den Rost und bedeckt ihn höher mit Brennstoff, so kann bei gegebenem Schornstein die Menge durchströmender Luft in unveränderter Grösse erhalten werden. Dadurch lässt sich dann die Verbrennung so führen, dass aller freier Sauerstoff verzehrt wird, und die Wärmeentwickelung sich erheblich vermehrt. Das Mittel ist allerdings sehr unökonomisch, und man wird in der Praxis höchstens gelegentlich einmal davon Gebrauch machen.

Die Erhöhung des Schornsteins bei unverändertem Rost bietet ein ökonomisches Mittel zur Verstärkung der Wärmeerzeugung. Es wird dadurch mehr Luft durch den Brennstoff geführt. Da dann aber die Menge freien Sauerstoffs in den Verbrennungsproducten steigt, so muss auch die Brennstoffschicht etwas erhöht werden. Nunmehr kann eine vollkommene Verbrennung sogar mit geringerem Sauerstoffüberschuss erfolgen als zuvor, und dies entspricht wiederum einem Mehrgewinn an Wärme. Ferner werden jetzt die Gase mit etwas höherer Temperatur im Schornstein anlangen, und können dadurch unter Umständen der Zug und die Verbrennung noch etwas verstärkt werden. So erklären sich die überraschenden Erfolge, welche verhältnissmässig geringe Erhöhungen der Schornsteine, $^1/_3$ oder $^1/_2$ ihrer ursprünglichen Höhe, oft erkennen lassen.

12) Brennstoffgrösse und Menge der zu entwickelnden Wärme sind gegeben. Rostfläche und Schornsteindimension für gasreiche und gasarme Brennstoffe? Unter No. 2 wurde gesehen, dass bei gleicher Schichthöhe der ungleichen Brennstoffe der gasarme einen grösseren Rost und einen niedrigeren und weiteren Schornstein bedarf als der gasreiche Brennstoff. Unter No. 3 und 4 wurde gefunden, dass bei gleicher Rostfläche der gasarme Brennstoff höhere Schicht und wahrscheinlich höheren Schornstein bedarf als der gasreiche Brennstoff. Unter No. 6 wurde gefunden, dass bei gleichem Schornstein der gasarme Brennstoff höhere

Schicht und wahrscheinlich grössere Rostfläche bedarf als der gasreiche Brennstoff, wobei jener aber mehr Wärme produciren kann. Welche Verhältnisse sind nun für die Praxis die zweckmässigsten? Der erstere Fall, die verschiedenen Brennstoffe in gleicher Schichthöhe zu brennen, dafür aber grösseren Rost anzuwenden, dürfte sich am wenigsten empfehlen, da man den Rost nicht über eine gewisse Grösse herstellen kann, jedenfalls würden die Dimensionen für Anthracit sehr bedeutend werden. Ebenso dürfte die Anwendung gleich grosser Roste minder zweckmässig erscheinen, da dann die Schichthöhe bei dem gasarmen Brennstoff, wenigstens dem Anthracit, unbequem gross (da die Rostreinigung schwieriger) ausfallen möchte, wenn schon der Nutzeffect der Verbrennung der grösste sein würde. Somit ein etwas grösserer Rost und eine etwas höhere Schicht für den gasarmen Brennstoff, wie beides den praktischen Verhältnissen sich am besten anpasst. Der Schornstein dürfte bei den verschiedenen Brennstoffen gleich hoch zu machen sein, bei dem gasarmen aber etwas enger als bei dem gasreichen.*)

Eine grosse Rostfläche strahlt mehr Wärme aus als eine kleine. Um von dieser Art der Wärmeabgabe möglichst Nutzen zu ziehen, soll dem Rost eine thunlichst grosse Kesselfläche gegenüber stehen. Feuerungen mit grossem Rost erheischen weitere Kessel als solche mit kleinem Rost. Es ist somit zweckmässig, bei Verwendung von Anthracit (im Allgemeinen gasarmen Brennstoffen) weite Kessel aufzustellen. Für die dem Brennstoff durch Strahlung entzogene Wärme, die einen nicht unbedeutenden Procentsatz der ganzen Verbrennungswärme ausmacht, braucht weiterhin keine Heizfläche aufgewendet zu werden. Da auch die Verbrennungsgase weniger freien Sauerstoff enthalten, also geringer in Menge sind als bei gasreichen Brennstoffen, so reicht eine kürzere Länge des Kessels aus, um die Gase bis auf die gleiche Temperatur im Schornstein abzukühlen. Der Gesammt-Materialaufwand für den Kessel kann kleiner sein als bei dem Kessel für gasreichen Brennstoff, und der Nutzeffect der Heizungsanlage doch grösser.

13) Kessel mit Innenheizung. Bei diesen ist die Wärmeabgabe durch Ausstrahlung sehr vermehrt, da sie von dem Rost aus nach allen Richtungen sich erstreckt; auch kühlt sich der glühende Brennstoff an den Seiten, wo er den Kessel berührt, stark ab. Die Kohlenoxydbildung ist dadurch etwas vermindert, und die Verbrennung kann mit etwas geringerem Sauerstoffüberschuss erfolgen; die Heizfläche kann etwas geringer gemacht werden als bei Aussenheizung. Kessel mit Innenheizung werden besonders grosse Leistung und grossen Nutzeffect bei Verwendung gasarmer Brennstoffe erwarten lassen. Grosse Leistung aus dem Grunde, weil der gasarme Brennstoff am wenigsten Luft für eine gewisse Menge zu producirender Wärme bedarf, die Züge aber bei Innenheizung etwas eng sind, so dass nicht viel Luft sich bewegen kann. Der Brennstoff sollte etwas klein angewendet werden, damit die Schicht nicht zu hoch zu sein braucht, um den Raum über dem Brennstoff nicht zu sehr zu verengen. Der Schornstein muss verhältnissmässig hoch sein. Der Nutzeffect ist aus dem Grunde gross, weil Feuer sowol wie Verbrennungsproducte, so lange sie sehr heiss sind, rings von dem die Wärme aufnehmenden Wasser umgeben sind, also gerade bei den höchsten Temperaturen keine Berührung mit Wärme nach aussen unbenutzt ableitenden Wänden statthat.

Der hohe Nutzeffect des Locomotivkessels erklärt sich aus guter Verbrennung ohne grossen Sauerstoffüberschuss infolge hoher Brennstoffschicht bei starkem Zug. Der Locomobilkessel hat geringen Zug, niedrige Brennstoffschicht, infolge dessen Uebermass von Sauerstoff in den Verbrennungsproducten. Die Gluth im Herde ist nicht so gross wie beim Locomotivkessel, deshalb kann auch hier nicht so viel Wärme durch Strahlung und Leitung an den Feuerkasten abgegeben werden. —

In folgenden Sätzen lässt sich der Hauptinhalt der vorstehenden Untersuchung zusammenfassen:

Die dem Brennstoff auf dem Rost zu gebende Schichthöhe entspricht der Zugstärke.

Für jede Zugstärke giebt es eine gewisse, von der Natur des Brennstoffs abhängige Schichthöhe, bei welcher eine grösste Menge Wärme entwickelt wird und der grösste Nutzeffect entsteht.

Hohe Schicht giebt in potenzirter Weise mehr Wärme wegen des nothwendigen stärkeren Zuges und wegen ermöglichten besseren Verbrauches des Sauerstoffs.

Hohe Schicht giebt grösseren Nutzeffect der Heizungsanlage, da weniger überschüssige Luft in den Schornstein zieht.

Kleine Brennstoffstücke gestatten niedrigere Schicht als grosse Stücke.

Kleine Stücke geben eine Verbrennung mit weniger Sauerstoffüberschuss, da die Luft mehr vertheilt hindurchzieht; dadurch erhöhen sich die Wärmeentwickelung und der Nutzeffect der Heizungsanlage.

Man vermag ein um so schwächeres Feuer (geringe Wärmeentwickelung) noch zu unterhalten, je kleiner die Stücke sind.

Gasarme Brennstoffe erfordern bei gegebenem Rost und Schornstein höhere Brennstoffschicht für beste Verbrennung als gasreiche.

Sehr gasarme Brennstoffe geben bei demselben Rost und Schornstein (wahrscheinlich) weniger Wärme als sehr gasreiche.

Gasarme Brennstoffe geben höheren Nutzeffect der Heizungsanlage, da weniger überschüssige Luft in den Schornstein zieht als bei gasreichen Brennstoffen.

Gasarme Brennstoffe lassen sich bei demselben Schornstein nicht nur unter gleicher, sondern selbst unter grösserer Wärmeentwickelung brennen als gasreiche; sie erfordern dann jedoch grösseren Rost und höhere Brennstoffschicht.

*) Es ergiebt sich hieraus, dass das Verhältniss von Rostfläche zu Schornsteinweite nicht als ein für alle Brennstoffe gleiches angesehen werden darf; es ist grösser für gasarme als für gasreiche Brennstoffe.

Alles, was darauf hinwirkt, die Temperatur innerhalb des glühenden Brennstoffs zu vermindern (Ableitung wie Ausstrahlung der Wärme nach dem die Wärme nutzbar machenden Stoff), trägt zur stärkeren Verbrennung und Erhöhung des Nutzeffects bei, da die vollständige Verbrennung dann mit geringerem Sauerstoffüberschuss erfolgt.

Kleine, von guten Wärmeleitern umgebene Feuerungen geben bei hinreichend hoher Schicht einer reinen Kohle (Coks oder Anthracit) eine fast vollkommene Verbrennung ohne Sauerstoffüberschuss.

Zur Erzielung des grössten Nutzeffectes einer gegebenen Heizungsanlage sollte die Zugstärke während einer Schürperiode derartig regulirt werden, dass sie am Anfange am grössten, am Ende am schwächsten ist, namentlich bei Anwendung gasreicher Brennstoffe. —

Die hier ausgesprochenen Sätze sind bereits zum Theil durch die Erfahrungen der Praxis bestätigt und, soweit dies der Fall ist, erklären sie manches Widersprechende, was unter verschiedenen Bedingungen beobachtet wird. Im Einzelnen ist Vieles somit nicht thatsächlich neu; im Zusammenhange dargestellt und in ihrer Abhängigkeit nachgewiesen und richtig erklärt ist die Summe der Ergebnisse jedoch bis jetzt nicht worden.

Eine unmittelbare praktische Anweisung, wie die Feuerungsanlage (Rost- und Schornsteindimension, sowie Brennstoffgrösse und Schichthöhe) am rationellsten zu machen sei, enthält die Untersuchung nicht: sie ist nur eine qualitative, keine quantitative. Sie deutet aber die Richtung an, in welcher das Experiment zu leiten, durch das allein die Bestimmung gemacht werden kann. Für jede Hauptkategorie von Brennstoff werden die Bedingungen, unter welchen der grösste Nutzeffect erzielt wird, besonders zu ergründen sein: die Stückgrösse, die Schichthöhe und die Schornsteinhöhe bezw. Zugstärke. Vielleicht dass man mit zwanzig solcher Kategorien für alle Brennstoffe reicht. Bei Verwendung eines unbekannten Brennstoffs würde sich die Classe, in welche er einzureihen ist, rasch durch Bestimmung seines Gasgehaltes und die Beschaffenheit seines kohligen Rückstandes bei der trocknen Destillation ausfindig machen lassen. Sollte sich für den praktischen Betrieb die genaue Einhaltung der für die Maximalleistung gefundenen Bedingungen auch nicht gerade eignen, so weiss man doch, wie zu verfahren ist, um sich derselben möglichst zu nähern.

Mittelst des Apparates von **Prüsmann** lässt sich die Untersuchung bis zu einem gewissen Grade führen, soweit man dieselbe nämlich lediglich auf kleinstückige Brennstoffe beschränken will; denn es ist wohl begreiflich, dass ein Herd von nur 6cm,4 im Durchmesser grosse Stücke nicht aufnehmen kann, überhaupt nur für sehr kleine Stücke geeignet ist, soll sich der Raum überhaupt möglichst dicht ausfüllen. Man steht hier also schon den Bedingungen einer sehr guten Verbrennung nahe. Für Holz, Lignit, Torf hat die Untersuchung mit dem Apparat keinen praktischen Zweck, da diese Brennstoffe nie in einem kleinstückigen Zustand angewendet werden. Hier wie bei den anderen Brennstoffen, sobald man ihre Wirkung im grossstückigen Zustand kennen lernen will, kann allein eine grössere Feuerungsanlage zum Versuch dienen.

Der **Prüsmann**'sche Apparat ist nach zwei Richtungen hin zu modificiren. Erstens muss er gestatten, den Brennstoff in höherer Schicht aufzulegen. Wäre dies z. B. bei dem Piesberger Anthracit ausgeführt worden, so würde sich der Nutzeffect desselben als ein viel höherer herausgestellt haben. Die Schichthöhe von 10 bis 11cm ist auch bei schwächstem Zug (von 5m,5 Schornsteinhöhe) noch nicht hinreichend gross gewesen, ähnlich bei der nicht sehr gasreichen Bochumer Kohle. Für die gasreiche Ibbenbürener Kohle war jedoch die obige Schichthöhe bei schwächstem Zuge zu hoch und erst bei 17m Schornsteinhöhe trat die Maximalleistung ein.

Zweitens muss der Feuerherd von einem schlechten Wärmeleiter umgeben sein, der Brennstoff also z. B. in einem Schamottrohr liegen. Bei den **Prüsmann**'schen Versuchen war der Herd aus Metall gebildet, das aussen von Wasser umgeben war. Dadurch musste sich der Brennstoff stark abkühlen, und daraus erklärt sich das schlechte Brennen des Feuers bei schwachem Zug. Andererseits wirkt die starke Abkühlung des Brennstoffs günstig auf den Nutzeffect ein, da dadurch die Kohlenoxydbildung vermindert wird, die Verbrennung also bei geringerem Luftüberschuss erfolgt. Bei den Anlagen im Grossen erfährt jedoch das Feuer nach den Seiten keine Abkühlung, höchstens am Rande eine schwache in die Mauerung; bei Innenfeuerungen daselbst allerdings eine beträchtliche, die jedoch immerhin auf die Temperatur mehr im Inneren der Brennstofflage nur geringen Einfluss hat. Den Bedingungen der Wirklichkeit wird also bei einer Anordnung des Versuchsapparates, wie oben angegeben, besser entsprochen.

Ein von **Prüsmann** angewendetes Hilfsmittel wird auch bei den Versuchen im Grossen unmittelbar zu adoptiren sein: die Zugerzeugung durch ausströmenden Dampf. An Einfachheit, Bequemlichkeit und Sicherheit übertrifft dies den Schornstein, da es raschen Wechsel der Verhältnisse gestattet und zugleich von der Temperatur der ausströmenden Verbrennungsgase unabhängig macht, welche beim Schornstein doch immer von Einfluss auf die Zugstärke ist, wenn am Ende auch von geringem über 200° C. Dasselbe giebt in der Druckdifferenz nicht nur die Höhe, sondern in dem kurzen an das Ende des Zugcanals anschliessenden Rohrstück von zu verändernder Dimension auch den Querschnitt des entsprechenden Schornsteins an. Dabei bleibt nur der Widerstand unberücksichtigt, welchen die Wandung des Schornsteins der Bewegung der Verbrennungsgase entgegensetzt; die Ueberwindung desselben erheischt noch einen gewissen Zuwachs an Höhe, welcher durch die Rechnung zu bestimmen ist, nachdem die Menge der Verbrennungsgase vermittelst eines Windmessers ausfindig gemacht wurde.

Vermischtes.

Ueber Wasserläufe.

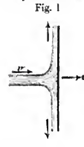
Kritik zu Dr. C. Th. Meyer's Abhandlungen in Heft 4, 6 und 7 der Zeitschrift.

Hr. Dr. C. Th. Meyer giebt in seiner Abhandlung über Wasserausfluss eine grosse Menge von Beispielen, welche ihre Grundlage in drei Fällen des Wasserübertrittes von einem engeren Rohr in ein weiteres haben.

Ich will es dahin gestellt sein lassen, ob es erlaubt ist, eine so grosse Zahl von Beispielen anzuführen, wenn über die Berechtigung der Grundlage, der drei Fälle nämlich, kein Wort gesagt wird, sondern auf andere Artikel hingewiesen wird. Mich würde es wundern, wenn mehrere Leser unserer Zeitschrift die durch mehrere Bogen sich hinziehenden Beispiele durchgesehen und sich dann noch über die Grundlage derselben in der „Zeitschr. für Mathematik und Physik" 1856, S. 275 umgesehen haben sollten.

Die Beispiele ganz ausser Acht lassend, will ich die dort vor 22 Jahren mitgetheilte Grundlage erwähnen und ihr einige Momente entgegenhalten, wodurch wol auch unsere Beispiele entkräftet werden.

Fig. 1



Hr. Dr. Meyer sagt in dem erwähnten Aufsatze: „Trifft ein Wasserstrahl mit der Geschwindigkeit v eine ebene mit der Geschwindigkeit v_1 ausweichende Fläche (Fig. 1), so geht das Wasser mit der Geschwindigkeit $v - v_1$ an derselben hin, während es die Geschwindigkeit v_1 mit der gestossenen Fläche gemeinsam besitzt; hierbei übt das Wasser auf die Fläche einen Druck $\frac{v - v_1}{g} Q \gamma$ aus, oder verrichtet eine mechanische Arbeit $= \frac{v - v_1}{g} Q \gamma v_1$. Die der Geschwindigkeit $v - v_1$ entsprechende Arbeit $\frac{(v - v_1)^2}{2g} Q \gamma$ geht verloren, die Arbeit $\frac{v_1^2}{2g} Q \gamma$ entspricht der Geschwindigkeit v_1, die das Wasser mit der Fläche gemeinsam hat.

Ein ganz ähnliches Verhalten findet nun bei dem plötzlichen Uebergange des Wassers aus einem kleineren in einen grösseren Querschnitt statt. Der aus der Röhre A (Fig. 2) mit der Geschwindigkeit v kommende Wasserstrom trifft das in B befindliche, den Querschnitt F_1 ausfüllende und mit der Geschwindigkeit v_1 fliessende Wasser, stösst also gegen eine mit der Geschwindigkeit v_1 ausweichende Wasserfläche. v geht durch den Stoss in v_1 über, während sich der Wasserstrahl mit $v - v_1$ nach den Seiten ausbreitet und Wasserwirbel bildet; die Arbeit $\frac{(v - v_1)^2}{2g} Q \gamma$ geht durch diese verloren."

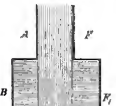
Fig. 2

Dies ist der zweite in unserer Zeitschrift als „voller Ausfluss mit Arbeitsverlust" bezeichnete Fall.

Bei ganz allmäligen Querschnittsübergängen werden nach Dr. Meyer die Wirbel vermieden, so dass kein Arbeitsverlust eintritt, entsprechend dem ersten Falle „voller Ausfluss".

Ich kann mich nun mit der Beweisführung Dr. Meyer's nicht einverstanden erklären, weil das Wasser im Rohre B nicht mit gleichförmiger Geschwindigkeit v_1 fliesst, sonach die Fläche, an welcher der Stoss stattfinden soll, nicht existirt.

Fig. 3



Unter der Annahme, dass keine Reibung der Wassermolecüle an einander stattfinde, würde das Wasser einfach im Querschnitte F (Fig. 3) ohne Veränderung von Richtung und Geschwindigkeit durch das mit ruhendem Wasser gefüllte Gefäss B hindurchströmen, lediglich dem Gesetze der Trägheit folgend. Mir will es nicht gelingen, eine Kraft aufzufinden, welche das Wasser zur Veränderung von Richtung und Geschwindigkeit veranlassen könnte, wenn es nicht die Reibung an der ruhenden Wasserschicht ist, welche diese in wirbelnde Bewegung versetzt und dadurch zu Verlusten Anlass giebt.

Fig. 4

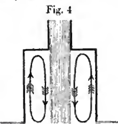


Fig. 5

Ist B nur kurz, Fig. 4, so wird ein einfacher Kreiswirbel entstehen, ist es aber sehr lang, wie Fig. 5, so geht dieser durch kleine Zwischenwirbel allmälig in einen gleichfliessenden Strom über; die Geschwindigkeit der einzelnen Wasserfäden in der Mitte und an den Seiten ist aber so verschieden, dass die in dem Strome enthaltene lebendige Potenz nicht direct angegeben werden kann, weil die wirklichen Geschwindigkeiten nicht im umgekehrten Verhältniss zu den Rohrweiten stehen. Man pflegt sich allerdings mit einer sogenannten „mittleren Geschwindigkeit" zu helfen, ja man ist dazu berechtigt, wenn man die Durchflussmengen durch einen beliebigen Querschnitt einer Wasserleitung ins Auge fasst. Sobald man aber die lebendigen Potenzen einer Rechnung unterzieht, hört diese Berechtigung auf. Nehmen wir nämlich an, dass durch einen beliebigen Querschnitt F eine Wassermenge Q fliesst, so ist die in derselben enthaltene lebendige Potenz ein Minimum, wenn die Geschwindigkeit jedes Wasserfadens die gleiche ist. Die für die Ausflussmenge giltige mittlere Geschwindigkeit wird für die lebendige Potenz ein Minimum. Es ist eben der Fehler, in welchen Hr. Dr. Meyer verfallen ist, der, dass er die mittlere Geschwindigkeit als thatsächlich vorhanden hinstellt und auf diese Annahme hin seine Berechnung der lebendigen Potenzen anstellt.

In den ersten beiden Fällen würde die in der Röhrentour A vorhandene in unserer Zeitschrift mit u_1 bezeichnete Geschwindigkeit $> \sqrt{2gh}$, was nur durch Aufnahme zweier sich das Gleichgewicht haltender Kräfte ermöglicht ist. Die Aufnahme zweier derartiger Kräfte in ein System ist zwar mathematisch möglich, mechanisch aber nicht. Oder würde man zugeben, dass man an einen Schraubenbolzen zwei Kräfte von $+10000$ und -10000^k hinzuaddiren dürfe, welche ihn zerreissen würden?

Die Annahme derartiger Kräfte oder so kolossaler Verluste, wie sie der dritte Fall ergiebt, ist aber ganz überflüssig, wenn man die praktisch schon längst erkannte Ungleichförmigkeit der Geschwindigkeit im Centrum eines Strahles und an den Seiten auch rechnerisch in Betracht zieht. Diese vollständige Ausserachtlassung der thatsächlichen Verhältnisse, welche sich in Hrn. Dr. Meyer's Abhandlung zeigt, geht so weit, dass er sogar in kurzen Rohrerweiterungen an der Gleichung $\frac{v}{v_1} = \frac{F_1}{F}$ festhält, während das Wasser von derartigen Erweiterungen keine Notiz nimmt.

Das d'Alembert'sche Princip können wir eben nur dann zum Studium der Bewegungen gebrauchen, wenn wir die auf das Molecül einwirkenden Kräfte kennen, oder aber zum Studium der Kräfte, wenn wir die Bewegungen kennen. Zum Studium der Bewegung von der Bewegung ausgehen, ist nicht zulässig. Praktische Erfahrungen darüber, dass $u_1 > \sqrt{2gh}$ werden könne, sind meines Wissens noch nicht gemacht worden.

Derartige Grundlagen dienen nun zum Aufbau von einer Menge von Beispielen, ohne dass der Verfasser uns nur mit einigen Worten die Quintessenz der Abhandlung, nämlich die Bewegung des Wassermolecüls selbst vor Augen hält, und indem er uns die Zumuthung stellt, entweder zu glauben, oder eine andere bereits 22jährige Zeitschrift zu Rathe zu ziehen.

v. Bechtolsheim,
Ingenieur in München.

Technische Literatur.

Bauwesen.

Ueber künstliche centrale Sandfiltration zur Wasserversorgung und über Filtration im kleinen Massstabe. Reisebericht einer von Hamburg nach Paris und London ausgesandten Commission, erstattet von E. Grahn, Dirigent der Gas- und Wasserwerke der Gussstahlfabrik von Krupp bei Essen, und F. Andreas Meyer, Oberingenieur der Baudeputation in Hamburg. 153 S. Hamburg, 1877. Otto Meissner. —

Die in dem Wibel'schen Werke enthaltenen Gedanken scheinen in Hamburg allgemeinere Verbreitung und Beachtung gefunden zu haben. Im October 1876 wurde eine Commission, bestehend aus einer Medicinalperson und drei Ingenieuren, von der städtischen Behörde beauftragt, nach den grösseren französischen und englischen Städten zu reisen, um die dortigen Filtrationsanlagen zu studiren und darüber Bericht zu erstatten. Als Nebenaufgaben hatte die Commission die Frage, wie der Verschlammung der Rohrnetze vorzubeugen bezw. wie die Reinigung verschlammter Rohre zu bewerkstelligen sei, genau zu prüfen, und in Praxis die Filtration nach David'schem System zu untersuchen.

Um mit letzterem zunächst zu beginnen, so hatte ein Pariser, Hr. David, dem Senate eine von zahlreichen Attesten begleitete umfangreiche Broschüre eingereicht, worin er sich erbietet, die Reinigung des bis jetzt unfiltrirt der Elbe entnommenen Versorgungswassers mittelst durch ihn vertriebener und unterhaltener Filterapparate in die Hand zu nehmen. Diese letzteren, welche sich sowol zur Hausfiltration als zu centralen Anlagen eigneten, seien ein Geheimniss, aber in Paris in grossartigstem Massstabe im Betriebe. Das Geschäft führt den grossartigen Titel: „Compagnie générale de Filtrage des eaux de la ville de Paris".

Sehr ergötzlich ist es nun, wie die Commission in einem versteckt gelegenen Hinterhofe eines Hauses der Rue de Bac das Geschäftslocal auffindet, welches einen ganz untergeordneten, fast kümmerlichen Eindruck macht, tief in einem Hofe gelegen, theilweise in einem Schuppen von Holz, wo einzelne Filter herumstanden. Bei näherer Untersuchung reduciren sich David's grossartige Anlagen auf 12 kleine Verkaufsbrunnen und einige Hausfilter; die grösste seiner „centralen Anlagen" schrumpft zu zwei Filtertöpfen zusammen, welche in der Nähe eines Pumpwerkes in Neuilly, ausserhalb des Maschinenhauses in einem kleinen Gelass an der öffentlichen Strasse, ohne Zusammenhang mit dem Pumpwerk standen, und nur einen kleinen Verkaufsbrunnen speisten.

Hr. David hatte in seiner Broschüre das von seinen Apparaten in Paris filtrirte Quantum auf über 250000cbm angegeben. Der Director der Pariser Wasserwerke, an den sich die Commission wendet, erklärt aber, dass ganz Paris im Jahre 1874 nur 245000cbm täglich verbraucht habe, und dass die 23 Verkaufsbrunnen, von denen Hr. David etwa die Hälfte mit seinen Filterapparaten speist, nur das verschwindend kleine Quantum von 460cbm täglich producirten.

Nachdem der Schwindel so entlarvt ist, scheint das schliessliche Urtheil der Commission noch sehr gelinde:

„Unsere Untersuchungen haben dargethan, dass die David'schen Angaben nichts weiter als Reclame sind; dass seine Filtration für grössere Wassermengen weder irgendwo zur Ausführung gebracht ist, noch auch angewendet werden soll, und dass seine Persönlichkeit und seine Offerte für Hamburg nach keiner Richtung hin die Gewähr bieten, welche für ein ernsteres Eingehen auf diese Offerte verlangt werden müsste."

Sonst findet die Commission in Frankreich nicht viel Material, da die Filtration dort wenig eingeführt ist. In England dagegen und besonders in der Stadt London häuft sich der zu verwerthende Stoff, und die Commission theilt in einer Anzahl von Anlagen denselben mit.

Auch die Frage, wie ein verschlammtes Rohrnetz zu reinigen sei, wird in England fast einstimmig dahin beantwortet, dass eine fortgesetzte starke Durchspülung mit filtrirtem Wasser die beste Reinigungsart sei. Die sämmtlichen Fische, Blutegel und sonstigen Thiere würden bald dadurch beseitigt sein und nur die an den Wänden haftenden Muscheln noch länger fortleben können. Die bewährtesten englischen Techniker sprechen sich mit Entschiedenheit dahin aus, dass man die Elbe als Versorgungsquelle beizubehalten und das Wasser durch Sandfiltration mit vorheriger Klärung in Ablagerungsbassins zu reinigen habe.

In 15 Anlagen und 8 Tabellen wird sehr werthvolles Material, darunter manches, welches ein verdienter Fachmann, das Commissionsmitglied Hr. Grahn selbst gesammelt hat, mitgetheilt. L. Dff.

Verschiedenes.

Vocabulaire technique français-allemand. Technisches Vocabular für technische Lehranstalten sowie zum Selbststudium für Techniker, Studirende und Industrielle. Von Dr. F. J. Wershoven. 154 S. Leipzig, 1878. F. A. Brockhaus. —

Um dem mit der französischen Sprache im Allgemeinen Vertrauten auch mit den speciellen Ausdrücken der Technik und Industrie vertraut zu machen, erscheint uns das vorliegende handliche Vocabelbuch recht geeignet. Nicht alphabetisch, sondern systematisch geordnet bringt es aus den Gebieten der Physik, Mechanik, des Maschinenbaues, Eisenbahnwesens, der Chemie und einzelner Gewerbe neben den einzelnen Vocabeln auch noch kurze Sätzchen und Redensarten, die am häufigsten in Verbindung mit jenem Worte vorkommen.

Wer den rechten Nutzen haben will, muss das Büchelchen natürlich auswendig lernen; aber auch für das einfache Nachschlagen ist es recht wohl zu gebrauchen, da der Stoff mit Verständniss angeordnet, auch durch Hinweis auf andere Capitel für das leichtere Auffinden eines Wortes Sorge getragen ist. Rechnen wir dazu, dass gegen die Richtigkeit der Uebersetzungen überall nichts einzuwenden, die Wörtersammlung auch eine ziemlich vollständige ist, so dürfen wir wohl das Buch als ein wesentliches Hilfsmittel für die Benutzung französischer technischer Werke empfehlen. R. Z.

Technischer Kalender für Maschinen- und Hütten-Ingenieure. Bearbeitet von H. Fehland, Eisengiesserei- und Maschinenfabrikbesitzer in Schwerte. Zweiter Jahrgang 1879. Eine Sammlung der wichtigsten Formeln, Tabellen und Resultate aus den Hauptgebieten der Technik. Mit etwa 300 Figuren. (Preis in Ledereinband 4,50 M., in Ledereinband mit Klappe 5 M.) Braunschweig, George Westermann. —

In dem vorliegenden zweiten Jahrgange hat der Herausgeber in anerkennenswerther Weise den Bd. XXI, S. 480, von uns geäusserten Wünschen Rechnung getragen und an mehreren Stellen willkommene Vervollständigungen eingefügt. So ist das Capitel über Hohofenbetrieb ansehnlich erweitert, auch die Mittheilungen über Bessemern sind ausführlicher geworden sowie Notizen über Drahtfabrikation und Messingwerke hinzugekommen. Von anderen Zusätzen erwähnen wir einige Gewichtstabellen, die Normaldimensionen für Locomotiven, Notizen über Wasserwerke u. A. m.

Nur an der Anordnung des Stoffes haben wir noch Einiges auszusetzen. Sollte es nicht für die Benutzung des Kalenders bequemer sein, sämmtliche Gewichtstabellen für Walzeisen an einer Stelle vereinigt zu finden, anstatt die eine Sorte unter den allgemeinen Tabellen, die andere unter Kesselfabrikation, die dritte bei den Walzwerken suchen zu müssen?

Wie aus oben stehender Angabe zu ersehen, ist trotz des vermehrten Inhaltes der Preis des Kalenders ein geringerer als der vorjährige. R. Z.

Karmarsch und Heeren's technisches Wörterbuch. Dritte Auflage, ergänzt und bearbeitet von Kick und Gintl, Professoren an der k. k. deutschen technischen Hochschule in Prag. Lieferung 28 und 29. S. 561 bis 720. Prag, 1878. Verlag der Bohemia. —

Auch die beiden vorliegenden Lieferungen dieses schon mehrfach von uns empfohlenen Werkes bringen eine ziemlich zahlreiche Reihe von Artikeln, unter denen wir als die ausführlicher behandelten hervorheben wollen die schon in der vorangegangenen Lieferung begonnene Flachsspinnerei, ferner Flechtenfarbstoffe, Fräsen, Fuhrwerke, die beiden letzteren recht umfassend, Galvanoplastik, Gasfeuerung, welche wir etwas vielseitiger gewünscht hätten, Gasmaschinen, Gebläse u. A. m. R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 11. Novemberheft.

Abhandlungen.

Zur Mikrostructur des Spiegeleisens.

Von **A. Martens**, Ingenieur in Berlin.

b) Die Erscheinungen auf den Schliffflächen.

(Hierzu Tafel XXIV und XXV.)

Bevor ich zu dem eigentlichen Thema meines heutigen Artikels übergehe, will ich noch, das früher Gesagte ergänzend, erwähnen, dass mir inzwischen eine bessere Art, die Fertigschliffe und deren Politur herzustellen, durch den Mechaniker Hrn. Bénèche hierselbst angegeben worden ist. Ich habe dies Verfahren an fast hundert Schliffen, die ich in den letzten Monaten herstellte, erprobt und für durchaus bewährt und praktisch befunden. Danach werden die Rohschliffe in der früheren Weise*) angefertigt und das Feinschleifen auf einer Pechschale vollzogen, welche gebildet ist aus einer etwa 2mm starken, beispielsweise auf den Deckel einer Blechbüchse von 60mm Durchm. möglichst eben aufgetragenen Pechschicht. Man ebnet die Schale auf sehr einfache Weise dadurch, dass man die noch etwas warme Oberfläche gegen eine angefeuchtete Platte drückt. Zweckmässig wird die zu glatte Oberfläche zur Aufnahme von einzelnen gröberen Körnern vermittelst eines Messers mit einigen Rissen versehen. Als Schleifmaterial wird sehr sorgfältig und feingeschlämmter Schmirgel benutzt, den ich mir dadurch zu bereiten pflege, dass ich den früher schon benutzten Schmirgel in einem eigenen Gefässe sammle, das abgeschliffene Eisen durch schwache Salzsäure auflöse, es durch Auswaschen mit Wasser entferne und aus dem Rückstande durch Schläumen das feinste Pulver abscheide. Zum Poliren wird eine zweite in gleicher Weise hergestellte Pechschale und Polirroth (Caput mortuum) verwendet. Beim Poliren benutzt man zunächst einige Tropfen Wasser und schleift so lange, bis dasselbe verdunstet ist, um dann trocken fertig zu poliren. Beide Schalen sind, jede für sich, in Schachteln aufzubewahren, um das Hinzutreten grober Staubkörner zu verhindern. Es mag verziehen werden, wenn einem scheinbar so nebensächlichen Geschäfte so viele Worte gewidmet wurden; wer jedoch den Verdruss kennt, den man durch schlecht gerathene Schliffe hat, wird diese Winke zu schätzen wissen.

*) Vergl. Januarheft d. Jahrg.

Wie sich schon aus dem voraufgegangenen Artikel im Maiheft über die Mikrostructur der Bruchflächen des Spiegeleisens erwarten lässt, kann man darauf rechnen, dass die Schliffe desselben sehr regelmässige Erscheinungen darbieten werden, und man braucht in der That nur einen Blick auf die hier beigegebenen Zeichnungen auf Taf. XXIV und XXV zu werfen, um diese Erwartungen auf das Vollkommenste erfüllt zu sehen.

Im Allgemeinen den früher verfolgten Gang innehaltend, habe ich zunächst die Erscheinungen vorzuführen, welche sich auf den Schliffen parallel zu der Fläche des vollkommen auskrystallisirten Blattes einer Krystalldruse darbieten. Es kommen hier, je nachdem man von einer Blattfläche nur eben die obere Schicht fortnimmt, oder bis etwa auf die halbe Stärke des Blattes fortschleift, etwas verschiedene Bilder zu Tage. Im ersten Falle wird man der Regel nach eine Anhäufung von rundlichen Flecken mit mehr oder minder stark hervortretender Gleichmässigkeit der Gestaltung und Anordnung nach vorfinden. Im zweiten Falle werden diese Flecke nur sehr vereinzelt und in mehr unregelmässig begrenzten Formen auftreten, die Schliffflächen vielmehr vorwiegend homogen erscheinen.

Die Flecke, „Aetzfiguren", kommen bei gut gelungenen und vollkommen polirten Schliffen schon vor der Behandlung mit Reagentien hervor, weil wie früher erwähnt wurde, die weicheren Partien von den Schleifmaterialien mehr angegriffen werden als die härteren. Durch die Behandlung mit Säuren oder mit anderen ätzenden Chemikalien werden die Bilder bei weitem deutlicher und gewinnen bei einem darauf folgenden vorsichtigen Anlassen an Nettigkeit und Uebersichtlichkeit in ganz überraschender Weise. Ich habe mich

bemüht, in den Figuren 1 bis 12*) die auftretenden Anlauffarben sowie die charakteristischen Formen möglichst getreu wiederzugeben, muss aber gestehen, dass es mir nicht recht gelingen wollte, die feineren Farbenschattirungen zu fixiren. Die Zeichnung selbst ist zum wesentlichen Theil unter Benutzung des Zeichenprisma auf das Papier übertragen, also vollkommen genau.

In Bezug auf die Anlauffarben muss ich wiederholend erwähnen, dass dieselben beim Eisen unter sonst gleichen Umständen früher und in schnellerer Aufeinanderfolge zur Erscheinung kommen bei einem relativ geringen und später und in langsamerer Folge auftreten bei einem grösseren Gehalt an gebundenem Kohlenstoff. Es hat in dieser Beziehung ein höherer Mangangehalt wol annähernd die gleiche Wirkung wie der höhere Kohlenstoffgehalt. Nach meinen seitherigen direct vergleichenden Untersuchungen (welche fortzusetzen ich die Absicht habe) ist zu vermuthen, dass in diesen Erscheinungen bestimmte Verhältnisse obwalten, und das Nachfolgende wird dieser Vermuthung grössere Wahrscheinlichkeit geben.

In allen Schliffen von Spiegeleisen treten ohne Ausnahme da, wo die erwähnten Aetzfiguren zur Erscheinung kommen, die Anlauffarben zuerst in diesen Figuren auf. Ein grösserer Schliff, der von der einen Ecke aus in der Weise angelassen wurde, dass diese Ecke alle Anlaufstadien durchlief, während die Farben an der entgegengesetzten noch gar nicht zu bemerken waren, wird stets, wenn man bei der Betrachtung von dieser letzten Ecke aus beginnt, die Farben in den einzelnen auf einander folgenden Regionen in gleicher Gruppirung zeigen. Und zwar werden zunächst die Aetzfiguren hellgelb in heller, bläulich weisser Grundfläche erscheinen, dann an Dunkelheit zunehmend durch Dunkelgelb und Roth allmälig in Violet, Blau und am Schluss in das bekannte Meergrün übergehen. Mit Beginn des Auftretens der dunkelrothen bezw. violetten oder blauen Färbung in den Aetzfiguren beginnt die Umgebung derselben, d. h. die härteren kohlenstoffreichen Partien, die gelbe Anlauffarbe zu zeigen. Dieses Gelb geht dann allmälig in Roth und Violet über, so dass in den zuletzt erwähnten Partien die Aetzfiguren infolge ihrer helleren (meergrünen) Farbe klar und bestimmt von dem dunkleren Grunde sich abheben. Man wird zu Anfang gerade durch diese Erscheinung sehr leicht getäuscht, und es erfordert mitunter eine genaue Ueberlegung, um zu erkennen, dass diese hellen Flecke Vertiefungen und nicht Erhöhungen vorstellen. Ich will hier erwähnen, da Mancher bei Betrachtung der beigefügten Abbildungen ähnlichen Täuschungen ausgesetzt sein kann, dass ein Theil der Zeichnungen als umgekehrte (mikroskopische, wenn man so sagen will) Bilder — Einfallen des Lichtes von unten rechts — und ein Theil, durch das Zeichenprisma zum zweiten Mal umgekehrt, als reelle Bilder — Einfall des Lichtes von oben links — zur Darstellung gelangte.

*) Bei Fig. 8a ist die Vergrösserung 1 : 250, bei Fig. 8b 1 : 180.

Aus den verschiedenen abgebildeten Schliffen geht deutlich hervor, dass das blattförmige Spiegeleisenkrystall um einen mittleren Kern gebildet wird, welcher auf den Parallelschliffen, wenn sie denselben erreichen, als homogene Fläche, in den Normalschliffen aber als breites, parallel und scharf begrenztes Band erscheint. Behandelt man eine solche Fläche längere Zeit — sie wird, weil sie chemisch gebundenen Kohlenstoff enthält, schwer angegriffen — mit äusserst verdünnter Säure, so wird man auch auf ihr verschiedene Erscheinungen beobachten können, die aber selten sehr scharf sich ausprägen und daher etwas mühsamer zu erfassen sind. Für gewöhnlich lassen die hier auftretenden Zeichnungen das Vorherrschen einer schuppigen, blättrigen, säulenförmig krystallinischen Textur erkennen, welche vollkommen den Darstellungen des voraufgegangenen Artikels entsprechen würde. Andeutungen von solchen schuppigen Krystallanhäufungen findet man in den Parallelschliffen fast immer, wenn sie den Mittelnerv eines Blattes treffen. Die Fig. 1 bis 5 geben eine Vorstellung von diesen Vorkommnissen und zeigen gleichzeitig noch andere Figuren, welche den ferner zu beschreibenden Aetzfiguren in der äusseren Gestaltung mehr oder weniger gleichen. Die Anlauffarben jener Figuren haben einen nur sehr wenig dunkleren Farbenton als die Hauptmasse des Mittelnerves und sind daher etwas schwieriger aufzufinden. Die Krystallschuppen und Blätter sind meistens sehr dünne Gebilde, die bei stärkerer Aetzung von zahlreichen ungemein feinen Löchern bedeckt sind, deren Durchmesser durchweg weit kleiner als $0^{mm},002$ sein wird. Ebenso treten die für die schuppen- und säulenförmigen Krystalle charakteristischen parallelen Querstreifungen manchmal recht deutlich auf, und da, wo die Aetzung gelungen und wo diese Erscheinungen deutlich ausgebildet sind, kann man die Schliffläche von einer Spaltfläche, wie sie in Fig. 7, Taf. IX, des voraufgehenden Artikels dargestellt wurde, kaum unterscheiden. Es ist mir bei einzelnen Objecten bei sehr langdauernder Behandlung mit Säuren gelungen, die ganze Masse in lauter getrennte säulenförmige Krystallindividuen bezw. Fragmente solcher Individuen zerfallen zu lassen.

Bei wachsendem Mangangehalt wächst im Allgemeinen auch das Bestreben des Spiegeleisens, gut und vollkommen zu krystallisiren. Der oben erwähnte Mittelnerv nimmt an Stärke zu, und die ganze Masse zeigt fast durchweg ein aus lauter einzelnen, ausserordentlich dünnen, säulenförmigen Krystallen bestehendes Gefüge, wie es in Fig. 2 dargestellt worden ist. Diese Figur zeigt ausserdem einige erwähnenswerthe Einzelheiten. Es kommen nämlich einzelne rundliche dunkle Flecke *a* vor, von denen ich ausser Stande bin, angeben zu können, ob sie als Erhöhungen oder — was eigentlich wahrscheinlicher sein sollte — als Vertiefungen aufzufassen sind. Sie sind stets von einem helleren Rande umgeben. Ob diese häufig vorkommenden Erscheinungen den Objecten, auf welchen sie vorkommen, an sich eigen sind, oder ob sie fremde Körper sind, die bei der Be-

handlung der Schliffe an deren Oberfläche sich festgesetzt haben, kann ich nicht sagen; ich führe vielmehr diesen Umstand an, um darauf aufmerksam zu machen, wie sehr man sich vor Täuschungen in Acht zu nehmen hat. Wie leicht diese Täuschungen stattfinden können, möge aus Fig. 9 a und b erhellen, welche mit grosser Genauigkeit angefertigt wurde. Die gezeichneten regelmässigen Höckerchen sind beim Anlassen der Schliffe durch die verdampfenden Anhängsel von Pech entstanden und können durch Abbürsten mit Leichtigkeit entfernt werden. —

Gingen bei den Spaltflächen jene schuppenförmigen Gebilde in die moosartigen, farnblättrigen oder federförmigen vielfach über, so kann man bei den Schliffflächen häufig ebenfalls Andeutungen von diesen Uebergängen finden und zwar am häufigsten und am deutlichsten an jenen Stellen, wo die homogene Schlifffläche des Mittelnervs übergeht in die mit den Aetzfiguren bedeckte Fläche eines Parallelschliffes. Fig. 3 zeigt diese Vorkommnisse in kleinerem, und die Fig. 4 und 5 stellen die Details in grösserem Massstabe in ihren charakteristischen Anlauffarben dar. Man erkennt aus Fig. 3 die ungemein feine, regelmässige Zeichnung der Figuren, von denen man mit blossem Auge selbst bei einiger Uebung kaum Andeutungen wahrnimmt, während die Fig. 4 und 5 eine schwache Vorstellung von den brillanten Anlauffarben geben mögen. Aus den regelmässig wiederkehrenden Gestaltungen, wie sie in Fig. 4 und 5 gezeichnet sind und aus der Uebereinstimmung derselben mit den Umrissen der tannenbaumförmigen Krystalle lässt sich vermuthen, dass dieselben mit diesen Krystallen in irgend welchem Zusammenhange stehen müssen, wiewol ein solcher Zusammenhang direct von mir nicht nachgewiesen werden konnte. Bedenkt man aber, dass, wie in dem voraufgegangenen Artikel nachgewiesen, aus den Spiegeleisen-Krystallblättern tannenbaumförmige Krystalle sich ausscheiden*), und dass diese Krystalle aus Eisen mit fast gar keinem chemisch gebundenen Kohlenstoff bestehen, so leuchtet die Wahrscheinlichkeit eines solchen Zusammenhanges ein, zumal wenn man dazu hält, dass die hier besprochenen Aetzfiguren auf den Schliffen immer vertieft in den Umgebungen sind und die Anlauffarben schneller annehmen als diese Umgebungen. Diese Aetzfiguren entsprechen somit nach dem früher Gesagten gleichfalls einem wenig gekohlten Eisen. Die schmutzig gelben und rothen Töne in den blauen Flächen der Aetzfiguren stellen fast durchweg schwache Erhöhungen in denselben vor, und es wäre nicht unwahrscheinlich, dass sie dadurch entstanden sind, dass die wenig gekohlte Eisenmasse durch die Säuren fast ganz herausgenommen wurde und an den fraglichen Stellen die härtere Grundmasse wieder zum Vorschein kommt. Für diese Ansicht spricht allerdings noch der Umstand, der leider in den Figuren nicht so recht zum Ausdruck gekommen ist, dass diese hellen Schattirungen häufig die einzelnen, einander gegenüberstehenden, gelben Spitzen mit einander verbinden.

*) Ich besitze Objecte von Spiegeleisenkrystallen, welche diese tannenbaumförmigen Krystalle in sehr vollkommener, scharfer Gestalt zeigen.

Je mehr sich der Parallelschliff von dem Mittelnerv gegen die Blattoberfläche hin entfernt, desto mehr pflegen die Zeichnungen der Aetzfiguren Gestaltungen von bestimmterem Charakter anzunehmen und in weitaus den meisten Theilen des Blattes in rundliche, scharf begrenzte Flecke überzugehen, Vorkommnisse, wie sie in den Fig. 3, 6, 7 und 8b gezeichnet wurden. (Vergl. Januarheft, Taf. III, Fig. 7.) Fig. 7 giebt die Details recht deutlich wieder. Man wird ein gewisses Bestreben der Figuren, sich in parallelen Gruppen anzuordnen, kaum verkennen können, und es würden diese Zeichnungen auf den ersten Blick mit den nachfolgend zu beschreibenden Gruppirungen leicht verwechselt werden können, wenn nicht ihre Entstehungsweise aus ihrer äusseren Gestalt sofort einleuchten würde. Man kann am deutlichsten aus Fig. 8b erkennen, dass die langgestreckten parallelen Figuren gleichsam durch das Ineinanderfliessen einer Reihe der rundlichen Flecke entstanden sind.

Die Schliffe normal zu den Blattflächen stellt man am bequemsten an günstig gestalteten Brüchen her, welche mehrere Blätterdurchgänge deutlich erkennen lassen, oder man klebt mehrere Bruchsplitter von einem Blattkrystall mit etwas Pech derartig zusammen, dass durch eine Schleifoperation gleich mehrere Normalschliffe erhalten werden. Es ist dies erforderlich, um die Kanten der Objecte möglichst zu schonen. Solche Normalschliffe zeigen bei gut krystallisirten Stücken den Mittelnerv von seiner Umgebung sehr scharf und deutlich getrennt, und man wird bemerken, dass jedes Blatt aus drei Partien besteht. Zu beiden Seiten des Mittelnervs ist je eine Partie gelagert, welche gebildet wird aus einer Schicht von parallel gruppirten, langgestreckten Aetzfiguren innerhalb einer ähnlich angeordneten Grundmasse von stark gekohltem Eisen. Das Ganze bietet ein überaus feines und zierliches Gepräge, welches in den Fig. 10 und 11 ziemlich getreu wiedergegeben werden konnte. Man ersieht aus diesen Zeichnungen, dass die Anordnung der Aetzfiguren überall da am regelmässigsten auftritt, wo der Mittelnerv vollkommen regelmässig ausgebildet ist. An diesen Stellen stehen die einzelnen Fasern der Aetzfiguren senkrecht auf dem Mittelnerv. An denjenigen Orten, an welchen dieser unterbrochen ist, macht sich eine Strömung in diesen Gestaltungen geltend, welche dieselben zwingt, ihre regelmässige Anordnung aufzugeben und ein mehr oder weniger verworrenes Ansehen anzunehmen. Ganz besonders auffallend tritt diese Störung in Fig. 11 hervor an der Stelle, wo ein zweites Blatt das erste zu durchdringen strebt und seine Vorläufer gleichsam in die Flanken desselben hinein treibt. Man kann auch in diesen verschobenen und verdrückten Figuren eine ganz entschieden ausgesprochene Gesetzmässigkeit unmöglich verkennen. Ebenso wird die Regelmässigkeit in der Ausbildung der Spitzenausläufer des ersten Blattes bei *a* auffallen.

Durch Fig. 12 wird der Zusammenhang der Erscheinungen auf den Schliffflächen mit denjenigen der Spaltflächen veranschaulicht. Es ist hierzu zu bemerken, dass die säulenförmigen Krystalle der Oberfläche, wie aus der Figur deutlich zu ersehen, mit den weissen starkgekohlten Gruppen der Schlifffläche in unmittelbarem Zusammenhange stehen. Trotz vielfacher Versuche wollte es bislang leider nicht gelingen, den Zusammenhang der tropfenförmigen Körner mit den dunkleren, kohlenstoffarmen Theilen der Schliffflächen direct zur Anschauung zu bringen. Diese weicheren Theile werden von dem Schleifmaterial immer so sehr angegriffen und gehen daher so wenig scharfe Ränder, dass klare Darstellungen von Querschliffen durch die Körner wol nur zufällig und selten erhalten werden können. Man wird aber aus der Fig. 12 leicht den Zusammenhang der Körner mit den genannten Erscheinungen abnehmen können, wenn man bedenkt, dass die diesen Behauptungen scheinbar widersprechenden Vorkommnisse bei *a* Fig. 12 dadurch entstanden sein können, dass die Aeste *b b* der Aetzfiguren die Deckmasse durchbrechen.

Es kommen beim Spiegeleisen auch noch andere als die hier und in dem voraufgehenden Artikel erwähnten Erscheinungen vor — ich erwähne das Auftreten des Graphits im Spiegeleisen — die aber wegen des geringeren Interesses hier übergangen sein mögen.

Aus den mitgetheilten Beobachtungen über die Mikrostructur des Spiegeleisens lassen sich zusammengefasst folgende Sätze ableiten:

Die Textur des reinen Spiegeleisens, Fe_4C, d. i. der chemischen Verbindung zwischen Kohle und Eisen, ist eine splittrig oder faserig krystallinische, welche bei vollkommener Ausscheidung säulenförmige Krystalle des rhombischen Systems erzeugt.

Die chemische Verbindung zwischen Eisen und Mangan hat, soweit sie in den Kreis der Untersuchungen hineingezogen wurde, ebenfalls eine splittrig krystallinische Textur.

Das Spiegeleisen als Roheisen besteht aus einem mechanischen Gemenge der chemischen Verbindung zwischen Eisen und Kohle und von Eisen ohne chemisch gebundenen Kohlenstoff. Die Bestandtheile dieses Gemenges lagern sich regelmässig und nach bestimmten Gesetzen in einander ab, wobei der erstgenannte Bestandtheil nach dem rhombischen (faserig, splittrig bis säulenförmig), der zweite nach dem quadratischen Systeme (tannenbaumförmig bis oktaedrisch) krystallisirt.

Die Einzelbestandtheile nehmen die Anlauffarben verschieden schnell an und können daher in den Schliffen scharf und deutlich erkannt werden.

Dimensionirung von Blechbalkenbrücken.

Von **R. Krohn**, Ingenieur und Lehrer an der polytechnischen Schule in Aachen.

(Hierzu Blatt 20.)

Bekanntlich treten in jedem Querschnitt eines durch äussere Kräfte gebogenen Balkens von ursprünglich gerader Mittellinie Normalspannungen σ senkrecht, und Schubspannungen τ parallel zur Querschnittsebene auf.

Bezeichnet:

M das Moment } der äusseren Kräfte im
T die Transversalkraft } fraglichen Querschnitt,
J das Trägheitsmoment des Querschnittes in Bezug auf die neutrale Axe,
y den Abstand einer beliebigen Faser von der neutralen Axe,
b die Breite des Querschnittes an dieser Stelle,
S_1 das statische Moment des Theiles f_1 (Holzschnitt Fig. 1) der Querschnittsfläche in Bezug auf die neutrale Axe,

so ist:

$$\sigma = \frac{M}{J} \cdot y \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1).$$

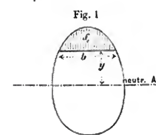


Fig. 1

Die Normalspannung σ kann positiv oder negativ sein, je nachdem M und y positiv oder negativ sind. Für die folgenden Untersuchungen kommt nur der Absolutwerth der Normalspannung in Frage; es ist also nicht erforderlich, über das Vorzeichen derselben Bestimmungen einzuführen. Die Normalspannungen sind in der neutralen Faser Null und nehmen bis zu den äussersten Punkten des Querschnittes gleichmässig zu.

Ferner ist:

$$\tau = \frac{S_1}{J \cdot b} \cdot T \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2).$$

Die Schubspannung τ wächst mit der Grösse S_1; dieselbe erreicht also ihr Maximum in der neutralen Axe und nimmt bis zu den äussersten Fasern auf Null ab.

In irgend einem Punkte des Querschnittes findet die absolut grösste Zug- oder Druckspannung bekanntlich allgemein im schrägen Schnitt statt; dieselbe ergiebt sich aus der Gleichung:

$$\nu = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\tau^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2} \quad . \; . \; . \quad (3).$$

Es ist hierin das + oder — Zeichen zu wählen, je nachdem σ positiv oder negativ ist.

Setzt man in diese Gleichung die Werthe von σ und τ aus den Formeln (1) und (2) ein, so erhält man:

$$\nu = \frac{M}{2J} y \pm \sqrt{\frac{S_1^2}{J^2 b^2} T^2 + \frac{M^2}{4J^2} y^2}.$$

Da es nur auf den Absolutwerth von ν ankommt, so kann man letztere Gleichung allgemein

$$\nu = \frac{M}{2J} y + \sqrt{\frac{S_1^2}{J^2 b^2} T^2 + \frac{M^2}{4J^2} y^2} \quad . \; . \quad (4)$$

schreiben; hierin sind dann die Grössen M, T und y ebenfalls mit ihren Absolutwerthen einzuführen. Bezeichnet man die zulässige specifische Zug- oder Druckspannung des Materials mit k, so muss

$$k = \frac{M}{2J}y + \sqrt{\frac{S_1^2}{J^2\delta^2}T^2 + \frac{M^2}{4J^2}y^2} \quad . \quad . \quad (5)$$

sein.

Der Querschnitt eines Blechbalkens habe die in beistehender Fig. 2 verzeichnete Form. In der äussersten Faser sind die Schubspannungen Null; damit also an dieser Stelle die zulässige specifische Spannung nicht überschritten werde, muss der Gleichung

Fig. 2

$$k = \frac{M}{J}e \quad . \quad . \quad (6)$$

genügt werden.

In der neutralen Axe sind die Normalspannungen Null. Bezeichnet man das statische Moment des halben Querschnittes in Bezug auf die neutrale Axe mit S_2 und die Blechstärke mit δ, so muss, damit auch an dieser Stelle die Grenze der zulässigen Spannung nicht überschritten werde, die Gleichung

$$k = \frac{S_2}{J\delta}T \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

erfüllt sein.

Ein dritter gefährlicher Punkt ist die Ansatzstelle zwischen Wand und Gurtung. Bezeichnet man mit v die Entfernung der Mittellinie des Nietes, welcher Wand und Gurtung verbindet, von der neutralen Axe, und mit S_1 das statische Moment der Gurtung (Lamellen einschl. Winkeleisen), so muss

$$k = \frac{M}{2J}v + \sqrt{\frac{S_1^2}{J^2\delta^2}T^2 + \frac{M^2}{4J^2}v^2} \quad . \quad . \quad (8)$$

sein.

Wird an diesen drei Punkten die zulässige specifische Spannung k nicht überschritten, so kann man bei den Querschnittsverhältnissen, wie solche in der Praxis vorkommen, mit Sicherheit annehmen, dass nirgends eine Ueberanstrengung des Materials stattfindet. Aus Fig. 1, Blatt 20 ist Folgendes ersichtlich:

Ist die Transversalkraft sehr klein im Verhältniss zum angreifenden Moment, so liegt der gefährliche Punkt in der äussersten Faser; ist das Moment sehr klein im Verhältniss zur Transversalkraft, so ist die neutrale Axe die gefährliche Stelle. Ist endlich weder das Moment im Verhältniss zur Transversalkraft, noch die Transversalkraft im Verhältniss zum Moment sehr klein, so liegt bei den vorkommenden Querschnittsformen der gefährliche Punkt in der Ansatzstelle zwischen Wand und Gurtung.*)

Bei der Querschnittsbestimmung eines Blechbalkens geht man gewöhnlich in der Weise vor, dass man zunächst die grössten erforderlichen Dimensionen der Wand und der Gurtung direct berechnet, dann in verschiedenen Abstufungen einige kleinere Profile annimmt, und nun versucht, welches dieser Profile in jedem Punkte noch genügt. Die wesentlichste Aufgabe besteht also darin, das Moment und die Transversalkraft zu bestimmen, welche von einem gegebenen Profil noch mit genügender Sicherheit gleichzeitig aufgenommen werden können.

Die Methode, welche man nun bisher zu diesem Zweck meistens verwendete, bestand darin, zunächst aus Gleichung (6) das zulässige Moment zu ermitteln, diesen Werth in Gleichung (8) einzusetzen und hieraus sodann die zulässige Transversalkraft zu berechnen.

Diese Methode leidet nun an verschiedenen Mängeln. Zunächst ist keine Rücksicht darauf genommen, dass, wenn das Moment Null wird, während die Transversalkraft einen endlichen Werth hat, der gefährliche Punkt des Querschnittes in der neutralen Axe liegt, also Gleichung (7) zur Bestimmung der zulässigen Transversalkraft verwendet werden muss. Dieser Fehler ist allerdings ziemlich unbedenklich, da aus constructiven Rücksichten die Wandstärken gewöhnlich so gross angenommen werden, dass gegen eine Zerstörung in der neutralen Faser immer überreichliche Sicherheit vorhanden ist. Von bedeutend grösserem Einfluss ist jedoch die fehlerhafte Annahme, dass der Querschnitt keine grössere Transversalkraft aufnehmen kann als diejenige, welche in der oben angegebenen Weise berechnet wurde. Hierbei war nämlich vorausgesetzt, dass das angreifende Moment gleichzeitig eine solche Grösse hatte, wie dieselbe sich aus Gleichung (6) ergab. Es leuchtet aber sofort ein, dass wenn das Moment ein kleineres ist, die aufzunehmende Transversalkraft eine grössere sein kann. Hieraus ist ersichtlich, dass die zulässige Transversalkraft T kein unveränderlicher Werth, sondern mit der Grösse des gleichzeitig auftretenden Momentes M variabel ist. Es kommt darauf an, diese Abhängigkeit in einfacher und für die weitere Behandlung bequemer Weise anzugeben. Zu diesem Zweck ist eine graphische Darstellung besonders geeignet. Löst man Gleichung (8) nach M auf, so erhält man:

$$M = \frac{1}{v}\left(Jk - \frac{S_1^2}{J\delta^2} \cdot \frac{T^2}{k}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Die zusammengehörigen Werthe von T und M, welche man aus dieser Gleichung erhält, können als Abscissen und Ordinaten aufgetragen werden. Man erkennt, dass die dadurch sich ergebende Curve eine Parabel mit verticaler Axenrichtung ist.

Dieselbe kann aus folgenden zwei Punkten leicht construirt werden:

Für $T = 0$ ist $M = \frac{Jk}{v}$

„ $T = \frac{Jk\delta}{S_1}$ „ $M = 0$.

Für den Ansatzpunkt zwischen Gurtung und Wand giebt also diese Parabel die Grenze der gleichzeitig zulässigen Momente und Transversalkräfte an.

Damit in den äussersten Fasern die zulässige specifische Spannung nicht überschritten werde, darf nach

*) Vergl. Laissle und Schübler, „Bau der Brückenträger"; Ritter, „Ingenieur-Mechanik" u. A.

Gleichung (6) das Moment nie grösser sein, als dass es noch der Beziehung

$$M = \frac{Jk}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

genügt. Diese Grenze wird durch eine zur Abscissenaxe parallele Gerade OP dargestellt. (Fig. 6, Blatt 20.)

Ferner muss, damit in der Blechwand die zulässige Spannung nicht überschritten werde, nach Gleichung (7) die Transversalkraft stets kleiner sein, als dieselbe sich aus der Beziehung

$$T = \frac{Jk\delta}{S_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

ergiebt. Die zur Ordinatenaxe parallele Gerade QR stellt diese Grenze der Transversalkraft dar.

Man erhält also schliesslich für ein bestimmtes Profil einen gebrochenen Linienzug $OPQR$, welcher die Grenze der noch zulässigen gleichzeitig auftretenden Momente und Transversalkräfte angiebt.

Bei der Verzeichnung der Parabel ist häufig der Punkt e in Fig. 6, welcher den zusammengehörigen Werthen

$$T = \frac{Jkd}{S_1} \quad \text{und} \quad M = 0$$

entspricht, nicht mehr bequem zugänglich. Es ist deshalb im Allgemeinen empfehlenswerther, den Punkt Q zur Construction der Parabel zu benutzen. Diesem entsprechen die zusammengehörigen Werthe:

$$T = \frac{Jk\delta}{S_2} \quad \text{und} \quad M = \frac{Jk}{e}\left[1-\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2\right].$$

Die Construction der Parabel kann dann in bekannter Weise geschehen, indem man die Strecken BD und DQ (Fig. 7) in eine gleiche Anzahl gleicher Theile theilt, die Theilpunkte 1, 2, 3 ... der Strecke DQ mit dem Scheitel B verbindet, durch die Theilpunkte I, II, III ... der Strecke BD die Verticalen zieht und von den beiden so erhaltenen Liniensystemen die entsprechenden Geraden zum Schnitt bringt. Schliesslich muss dann noch die Gerade OP (Fig. 6) eingezeichnet werden. —

Sind für irgend einen Punkt des Balkens die Transversalkraft und das Moment bekannt, und trägt man diese beiden Werthe als Abscisse und Ordinate auf, so muss der dadurch sich ergebende Punkt in das Innere der Fläche $AOPQR$ fallen, wenn das betreffende Profil an dieser Stelle noch genügen soll.

Die Methode der Dimensionirung ist nun folgende. Man verzeichnet zunächst die Curven der Momente und Transversalkräfte. Diese Curven wird man sodann zu reduciren haben.*) Bezeichnet nämlich max S die absolut grösste, und min S die absolut kleinste Beanspruchung irgend eines Punktes im Träger, so ergiebt sich die zulässige specifische Spannung in diesem Punkte aus der Gleichung:

$$k' = k\left(1 + {}^1/_2 \frac{\min S}{\max S}\right).$$

Sind min S und max S von verschiedenem Vorzeichen, so wird der Quotient $\frac{\min S}{\max S}$ natürlich negativ.

*) Vergl. Weyrauch, „Dimensionenberechnung der Eisen- und Stahlconstructionen“.

Da die in dem Träger auftretenden Spannungen abhängig sind von den Momenten und Transversalkräften, bei diesen aber das Verhältniss des absolut grössten zum absolut kleinsten Werthe nach Grösse und Vorzeichen in den verschiedenen Querschnitten sich ändert, so wird auch das Verhältniss min S : max S und hiermit die zulässige Beanspruchung k' von Punkt zu Punkt wechseln. Anstatt jedoch diese veränderliche Grösse k' in die Rechnung einzuführen, ist es bequemer, den Träger durchweg mit der constanten Spannung k zu berechnen. Man ist dann nur genöthigt, vorher die Curven der Momente und Transversalkräfte folgendermassen zu reduciren.

Bedeutet:

$$\left.\begin{array}{l}\max M \text{ das absolut grösste} \\ \min M \text{ das absolut kleinste}\end{array}\right\} \text{Moment}$$

in einem Punkte, so muss statt des Werthes max M die Grösse

$$\frac{\max M}{1 + {}^1/_2 \frac{\min M}{\max M}}$$

als Ordinate aufgetragen werden. (Natürlich wird der Quotient $\frac{\min M}{\max M}$ wieder negativ, wenn die beiden Werthe verschiedene Vorzeichen haben.) Die dadurch entstehende Curve bezeichnet man als reducirte Maximalmomenten-Curve. In derselben Weise ist die Curve der reducirten Transversalkräfte zu verzeichnen, indem in jedem Punkte anstatt des Werthes max T die Grösse

$$\frac{\max T}{1 + {}^1/_2 \frac{\min T}{\max T}}$$

als Ordinate aufgetragen wird.

Bei den folgenden Entwickelungen ist immer unter Moment oder Transversalkraft dieser reducirte Werth verstanden. Die zulässige specifische Beanspruchung ist alsdann für den ganzen Träger constant gleich k in die Rechnung einzuführen.

Nunmehr bestimmt man die vortheilhafteste grösste Wandstärke, welche im Träger verwendet werden soll. Bezeichnet h die ganze Höhe des Trägers und δ die Blechstärke, so ergiebt sich der vortheilhafteste Werth der letzteren näherungsweise aus der Gleichung:

$$\delta^4 - \frac{2\,T^2}{k^2 h^2}\,\delta^2 - \frac{4\,M\,T^2}{k^3 h^4}\,\delta + \frac{T^4}{k^4 h^4} = 0 \quad . \quad (12),$$

welche für gegebene Zahlenwerthe durch Probiren aufgelöst werden kann.*)

In diese Gleichung sind für M und T diejenigen reducirten Werthe einzusetzen, welche einem Punkte des Trägers entsprechen, in welchem die Transversalkraft T zum Maximum wird. Dieses findet bei continuirlichen Balken an den Mittelstützen, bei discontinuirlichen Trägern an den Auflagern statt; in letzteren Punkten wird das Moment gleichzeitig zu Null.

Die Formel (12) hat nun eine Eigenschaft, auf welche meines Wissens nach bisher nicht aufmerksam gemacht worden ist.

*) Vergl. Ritter, „Ingenieur-Mechanik“.

Bezeichnet nämlich:

l die Spannweite (bei continuirlichen Trägern die Länge eines Mittelfeldes),

p die permanente $\Big\{$ Belastung pro Längeneinheit,
q die mobile

so kann man

$$T = (\alpha p + \beta q)\, l$$

und

$$M = (\zeta p + \eta q)\, l^2$$

setzen. Hierin sind α, β, ζ und η Coefficienten, welche verschiedene Werthe haben, je nachdem der Träger ein continuirlicher oder auf zwei Stützen auflagernder Balken ist. Bei continuirlichen Brücken sind scharf genommen diese Coefficienten auch noch mit der Anzahl der Felder und dem Verhältniss der Spannweiten veränderlich. Da diese Abweichungen bei den gebräuchlichen Anordnungen aber nur geringe sind, andererseits diese ganze Untersuchung sich auf eine Formel (12) stützt, welche nur näherungsweise Giltigkeit hat, so wird es genügen, für α, β, ζ und η bei continuirlichen Balken Mittelwerthe als allgemein giltig einzuführen.

Die reducirten Werthe der Transversalkraft und des Momentes kann man dann in der Form

$$\left.\begin{aligned} \text{red. } T &= f_c(p, q)\,.\,l \\ \text{und} \quad \text{red. } M &= f_m(p, q)\,.\,l^2 \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \quad (13)$$

schreiben. Hierin werden $f_c(p, q)$ und $f_m(p, q)$ ausser von den Belastungen p und q nur noch von den Coefficienten α, β, ζ und η abhängen, welche ihrerseits von der Grösse der Spannweiten unabhängig sind.

Die Höhe h des Trägers ist mit der Spannweite l desselben veränderlich; im Mittel kann man setzen:

$$h = \frac{l}{10}.$$

Führt man diesen Werth, sowie die Ausdrücke (13) für T und M in Gleichung (12) ein, so lautet letztere:

$$\delta^4 - \frac{200 f_c^2(p, q)}{k^2}\,\delta^2 - \frac{40000 f_m(p, q)\, f_c^2(p, q)}{k^3}\,\delta + \frac{10000 f_c^4(p, q)}{k^4} = 0$$

[(14).

Wie man sieht, ist aus dieser Gleichung der Werth l fortgefallen, woraus folgt, dass die günstigste Blechstärke eines Trägers nur in sofern von der Spannweite desselben abhängig ist, als die Werthe p und q mit dieser veränderlich sind.

Bei schmiedeeisernen Eisenbahnbrücken können für das Eigengewicht p und die mobile Belastung q pro Meter und Gleis folgende Werthe eingeführt werden, l in Meter, p und q in Tonnen ausgedrückt:

l	p	q
5	1,0	11,6
7	1,1	9,2
10	1,2	7,8
15	1,4	6,5
20	1,5	6,2
30	2,0	5,6
50	2,8	5,2
80	4,4	4,5

Ferner sei die zulässige spec. Beanspruchung

$$k = 0^t{,}7 \text{ pro Quadratcentimeter}$$

angenommen.

Die weitere Untersuchung muss gesondert für continuirliche Träger und Balken auf zwei Stützen durchgeführt werden.

1) Continuirliche Träger.

An einer Mittelstütze ist:

$$\begin{aligned} \text{absol. max } T &= (0{,}5\, p + 0{,}56\, q)\, l \\ \text{absol. min } T &= (0{,}5\, p - 0{,}06\, q)\, l \\ \text{absol. max } M &= (0{,}083\, p + 0{,}1\, q)\, l^2 \\ \text{absol. min } M &= (0{,}083\, p - 0{,}017\, q)\, l^2. \end{aligned}$$

Demnach sind die reducirten Werthe der Transversalkraft und des Momentes:

$$\text{red. } T = \frac{0{,}5\, p + 0{,}56\, q}{1 + \frac{1}{2}\,\frac{0{,}5\, p - 0{,}06\, q}{0{,}5\, p + 0{,}56\, q}}\,.\,l$$

$$\text{red. } M = \frac{0{,}083\, p + 0{,}1\, q}{1 + \frac{1}{2}\,\frac{0{,}083\, p - 0{,}017\, q}{0{,}083\, p - 0{,}1\, q}}\,.\,l^2.$$

Führt man hierin für p und q die Zahlenwerthe aus obiger Tabelle ein, so erhält man die Coefficienten von bezw. l und l^2.

l	red. T	red. M
5	7,10	1,30
7	5,70	1,04
10	4,91	0,897
15	4,19	0,763
20	4,04	0,730
30	3,85	0,692
50	3,87	0,687
80	3,92	0,693

Zunächst sei angenommen, dass die Brücke eingleisig sei. Dann entfällt also auf jeden der beiden Hauptträger die Hälfte dieser Werthe. Wird ferner das Centimeter als Längeneinheit angenommen, so erhält man folgende Tabelle:

l	$f_c(p, q)$	$f_m(p, q)$
5	0,0355	0,00650
7	0,0285	0,00520
10	0,0245	0,00448
15	0,0209	0,00381
20	0,0202	0,00365
30	0,0192	0,00346
50	0,0193	0,00343
80	0,0196	0,00346

Spannweite $l = 5^m$.

Führt man die aus der letzten Tabelle zu entnehmenden Werthe in Gleichung (14) ein und setzt gleichzeitig $k = 0{,}07$, so erhält man:

$$\delta^4 - 0{,}5144\, \delta^2 - 0{,}9553\, \delta + 0{,}0661 = 0.$$

Durch Probiren findet man, dass dieser Gleichung ein Werth

$$\delta = 1^{cm}{,}14$$

genügt.

Diese vortheilhafteste Blechstärke muss in der Ausführung noch erhöht werden, da durch die Nietung an den Wandstössen eine Schwächung eintritt. Nimmt man an, das Profil der Wand würde in irgend einem Punkte des Trägers wirklich vollständig ausgenutzt, so müsste an dieser Stelle die Nietung gerade so stark sein wie die volle berechnete Wandung. Bezeichnet man mit x die Entfernung zweier Niete von Mitte zu Mitte, so müsste, da die Niete doppelschnittig angeordnet werden,

$$x\,\delta = 2\,\frac{\pi\,d^2}{4}$$

sein. Wird der Nietdurchmesser d zu 2^{cm} angenommen, so ergiebt sich:

$$x = 5^{cm},51.$$

Damit auch das durch die Nietlöcher geschwächte Blech dieselbe Anstrengung aushalten kann, muss die theoretische Dicke δ auf die wirklich auszuführende Stärke δ' erhöht werden, welche sich aus der Beziehung

$$\delta'(5{,}51 - 2) = \delta \,.\, 5{,}51$$

zu

$$\delta' = 1^{cm},79$$

ergiebt.

In ganz derselben Weise können auch für die übrigen Spannweiten die günstigsten Blechstärken ermittelt werden. Innerhalb der Grenzen $l = 15$ bis $l = 80^m$ sind die Werthe $f_c(p, q)$ und $f_m(p, q)$ nahezu constant; es genügt, für diese sämmtlichen Spannweiten einen einzigen Mittelwerth einzuführen.

Man erhält:

l m	δ cm	δ' cm
5	1,14	1,79
7	0,91	1,28
10	0,72	1,06
15 bis 80	0,64	0,80

Aus dieser Zusammenstellung ist die Zweckmässigkeit ersichtlich, für kleinere Brücken stärkere Wandbleche zu wählen. Die Ansicht, dass mit zunehmender Spannweite die Blechstärken ebenfalls wachsen müssen, ist also — wenigstens vom theoretischen Standpunkte aus — irrig.

Ist die Brücke zweigleisig angeordnet, so dass also jeder der beiden Hauptträger die Last eines Gleises aufzunehmen hat, so ergeben sich in analoger Weise folgende Werthe:

l m	δ cm	δ' cm
5	2,28	3,58
7	1,83	2,58
10	1,58	2,12
15 bis 80	1,28	1,60

Bei Berechnung der wirklich auszuführenden Blechstärke δ' ist angenommen, dass die Vernietung eine doppelte sei.

2) Träger auf zwei Stützen.

Die Gleichung (12) nimmt, da an den Auflagern das Moment $M = 0$ ist, die einfachere Form

$$\delta = \frac{T}{k\,h}$$

an.

Im Uebrigen ist die Behandlung der soeben für continuirliche Träger durchgeführten Methode durchaus ähnlich.

Man findet, dass wenn die Brücke eingleisig angelegt ist, die vortheilhaftesten Blechstärken sich so gering ergeben, wie dieselben wol aus praktischen Gründen nicht ausgeführt werden können. Man kommt deshalb nur zu dem Resultat: Die Wandbleche sind so schwach wie möglich zu wählen.

Ist die Brücke zweigleisig ausgebildet, hat also jeder der beiden Hauptträger die Last eines Gleises aufzunehmen, so findet man:

l m	δ cm	δ' cm
5	0,86	1,19
7	0,70	0,90
10	0,60	0,74
15 bis 80	0,50	0,60

Hierin bedeutet wieder δ die berechnete und δ' die in Rücksicht auf die, durch die Vernietung bedingte Schwächung, wirklich auszuführende Wandstärke. —

(Schluss folgt.)

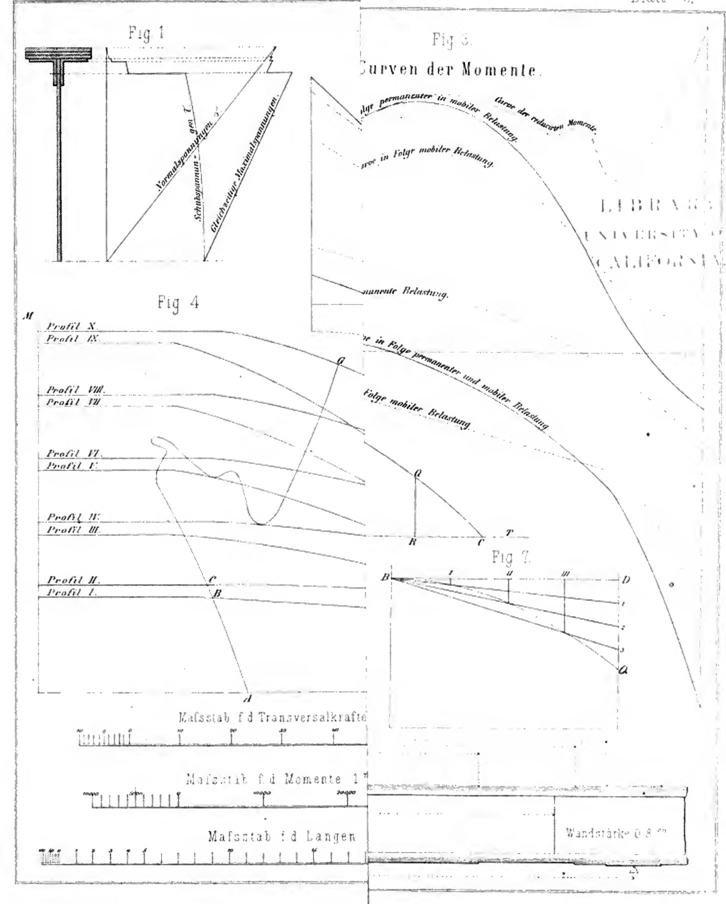
Ueber Luftcompressoren zu Bauzwecken.

Von **H. Hagens** in Wien.

Comprimirte Luft findet zu verschiedenen Zwecken Anwendung, so zum Heben von Flüssigkeiten, bei der pneumatischen Post u. s. w., sodann aber, und diese Verwendung ist von besonderer Wichtigkeit geworden, bei grösseren Tunnel- und Brückenbauten.

Bei den Tunnelbauten dient die comprimirte Luft zum Betriebe der Gesteinbohrmaschine, und sind die erforderlichen Luftspannungen relativ hohe, 4 bis $5^1/_2$ Atm. Ueberdruck, während bei Brückenfundirungen nach der pneumatischen Methode die zu erzielende Luftspannung von der Tiefe der Fundamentsohle unter dem Wasserspiegel abhängt. Die grössten bis jetzt verwendeten Luftpressungen in den Caissons betrugen 3 bis $3^1/_2$ Atm. Ueberdruck, und dürfte die letztere Pressung schon die äusserste Grenze sein, bis zu welcher überhaupt gegangen werden kann.

Während die in der Industrie oder bei pneumatischen Posten verwendeten Compressoren stabile Maschinen sind, charakterisiren sich die beim Tunnel- und Brückenbau benutzten als eigentliche Baumaschinen und müssen dem entsprechend nach ganz anderen Grundsätzen construirt sein. So haben auch stabile Maschinen


Fig 1
Normalspannungen
Schubspannungen
Gleichzeitige Maximalspannungen
Fig 3.
Curven der Momente.
Curve der reducirten Momente
Fig 4
Profil X.
Profil IX.
Profil VIII.
Profil VII.
Profil VI.
Profil V.
Profil IV.
Profil III.
Profil II.
Profil I.
Fig 7.
Mafsstab f d Transversalkräfte
Mafsstab f d Momente
Mafsstab f d Langen
Wandstärke 0.8

einen mehr oder weniger regelmässigen und dauernden Betrieb, dabei eine sorgfältige Wartung; dagegen liegen die Verhältnisse bei Baumaschinen wesentlich anders. Die Aufstellung derselben ist nur eine provisorische und damit in der Regel nicht ganz solide, die Wartung liegt meist in ungeübten Händen und eine allfällige Reparatur ist mit den grössten Uebelständen verknüpft. Hierzu kommt noch der meist nur kurze Zeit andauernde aber sehr forcirte Betrieb, welchem dann gewöhnlich eine lange Zeit der Nichtbenutzung folgt.

Es entfällt daher auf die Betriebszeit eine ganz unverhältnissmässig hohe Amortisationsquote, ja bei der heutigen Lage des Bauwesens muss die ganze Maschinenanlage häufig in einer einzigen kurzen Bauperiode amortisirt werden. Während also eine stabile Maschine eine complicirte wenn auch theuere Anordnung bis zu einem gewissen Grade rechtfertigt, wenn damit eine höhere Ausnutzung der Betriebskraft oder der Kohle verbunden ist, tritt diese Rücksicht bei Baumaschinen mehr zurück. Solche Maschinen müssen vor allem einfach und compendiös, auch bei relativ schlechtem Zustande noch arbeitsfähig sein und hauptsächlich in der Anschaffung und Montirung billig zu stehen kommen.

Von diesen Gesichtspunkten aus soll in dem Folgenden die Construction von Compressoren für Bauzwecke betrachtet werden, jedoch ist es erforderlich, die theoretischen Berechnungen der Compressoren im Allgemeinen voraus zu schicken.

Die Compression atmosphärischer Luft, überhaupt die der sogenannten permanenten Gase kann erfolgen:

1) ohne Entziehung der beim Compressionsact auftretenden Wärme, also Compression nach dem potenzirten Mariotte'schen Gesetz; die Compressionscurve ist die adiabatische Linie;

2) mit vollständiger Abführung der auftretenden Wärme, Compression bei constanter Temperatur nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetz; die Compressionscurve ist die isothermische Linie;

3) mit nur theilweiser Wärmeabführung. Die Compressionscurve liegt je nach dem Grade der Wärmeentziehung näher an der adiabatischen oder der isothermischen Linie.

Ehe zur Aufstellung der Gleichungen für den Effect geschritten wird, muss der Zustand der Luft am Ort ihrer Wiederverwendung erörtert werden. Beim Tunnelbau hat die comprimirte Luft von ihrem Wege vom Compressor bis zur Bohrmaschine eine in der Regel lange und mit dem Tunnelfortschritt wachsende Rohrleitung zu durchströmen. Würde auch die Luft mit der dem Compressionsact nach der adiabatischen Linie (nach 1) entsprechenden hohen Temperatur in die Leitung eintreten, so würde sie doch auf ihrem langen Wege durch den zumeist auch feuchten Tunnel und Stolln diese hohe Temperatur wol vollständig verlieren, also dort mit einer Temperatur ankommen, welche wenig oder gar nicht von der Temperatur an der Verwendungsstelle abweicht.

Bei pneumatischen Fundirungen ist es selbstverständlich überhaupt unstatthaft, erwärmte Luft in die Arbeitsstellen einzupumpen; im Gegentheil muss der Luft jede Temperaturerhöhung wieder entzogen werden.

In beiden Fällen kann man also annehmen, dass die comprimirte Luft an ihrer Verwendungsstelle eine Temperatur besitzt, welche von der der angesaugten Luft nur wenig abweicht.

Wir kommen nun zur Berechnung der Arbeitsleistung für die Compressionen nach den oben erwähnten Gesetzen.

Ist

v_0 das Luftvolumen vor der Compression,
v_1 das Luftvolumen nach der Compression nach 1),
v_2 " " " " " " 2),
p_0 die Luftspannung in Atmosphären vor der Compression,
p_1 die Luftspannung in Atm. nach der Compression,
T_0 die absolute Lufttemperatur vor der Compression,
t_0 dieselbe Temperatur nach Grad Celsius,
T_1 die absolute Temperatur der Luft nach der Compression nach 1),
t_1 dieselbe Temperatur nach Grad Celsius,

so ist bekanntlich

$$T_0 = 273 + t_0 \qquad T_1 = 273 + t_1.$$

Für die Compression ohne Wärmeentziehung bestehen die Gleichungen

$$p_0 v_0^{\varkappa} = p_1 v_1^{\varkappa} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (1_1)$$

$$T_1 = T_0 \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{\varkappa - 1} \quad . \; . \; . \; (2_1),$$

$\varkappa$ ist das Verhältniss der beiden Wärmecapacitäten $= 1,41$.

Für die Compression bei constanter Temperatur nach 2) ist:

$$p_0 v_0 = p_1 v_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (1_2)$$

$$T_1 = T_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (2_2).$$

Die Bedingungsgleichungen für Compression unter theilweiser Wärmeentziehung sind von der Intensität der letzteren abhängig, dieselben müssen Werthe ergeben, welche zwischen den beiden erwähnten stehen.

Da bei den Compressoren die angesaugte Luft Atmosphärenpressung besitzt, wird also $p_0 = 1$ und die Gleichungen (1_1) und (1_2) lauten dann:

$$p_1 = \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{1,41} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3_1)$$

$$p_1 = \frac{v_0}{v_1} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3_2).$$

Die Spannung p_x bei einem beliebigen Volumen v_x ist analog

$$p_x = \left(\frac{v_0}{v_x}\right)^{1,41} \; . \; . \; . \; . \; . \; (4_1)$$

$$p_x = \frac{v_0}{v_x} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (4_2).$$

Die Compression erfolgt nun aber in Cylindern vom Querschnitt O, dem Hub l und dem unvermeidlichen schädlichen Raum $m\,l$. Ist die Spannung p_1 beim Kolbenweg l_1 bei Compression ohne, beim Kolbenweg l_2

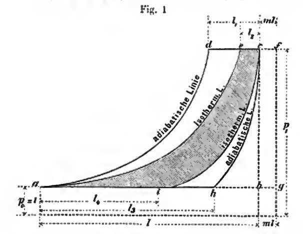
bei Compression mit Wärmeentziehung erreicht, so wird auch

$$p_1 = \left(\frac{l(1+m)}{l_1 + l m}\right)^{1,41} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5_1)$$

$$p_1 = \frac{l(1+m)}{l_2 + l m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5_2).$$

Die nebenstehende Fig. 1 stellt die Compressionscurve nach den beiden Gesetzen dar, und es ist ersichtlich, dass $l_1 > l_2$ sein muss bei gleicher Endspannung p_1. Die in dem schädlichen Raum $m\,l$ befindliche comprimirte Luft kann nicht in das Reservoir für die gespannte Luft hinübergeschoben werden, und der ganze zur Compression aufgewendete Effect ginge verloren,

Fig. 1



wenn beim Kolbenwechsel sofort die Saugecanäle geöffnet würden. Dies ist jedoch bei selbstthätigen Ventilen nicht der Fall, sondern diese öffnen erst dann, wenn die Luft aus dem schädlichen Raum vollständig auf Atmosphärenspannung zurück expandirt hat. Diese Expansion erfolgt nach den gleichen Gesetzen wie die vorangegangene Compression und zwar nach der Curve ch bei adiabatischer, nach der Curve ci bei der isothermischen Expansion. Der schädliche Raum übt daher vom rein theoretischen Standpunkte keinen Einfluss auf den zur Compression verwendeten Effect aus; was beim Hingang des Kolbens mehr geleistet werden muss, wird beim Rückgang durch Expansionsarbeit wiedergewonnen. Anders verhält es sich vom praktischen Standpunkt. Zunächst ist ja jeder Vorgang in einer Maschine mit Verlusten, hier mit Reibungs- und Luftverlusten verbunden, dann aber sinkt durch diese Rückexpansion die Leistungsfähigkeit der Maschine im Verhältniss zu ihrem Cylindervolumen empfindlich herab. Ohne jeden schädlichen Raum würde in jedem Hube das ganze Cylindervolumen angesaugt, comprimirt und in das Luftreservoir geschafft, mit schädlichem Raum saugt derselbe Cylinder in jedem Hube nur das Volumen $O\,l_3$ bei Compression nach dem adiabatischen, und das Volumen $O\,l_4$ bei Compression nach dem isothermischen Gesetz an.

Es ist ersichtlich, dass diese Leistungsfähigkeit einer Maschine mit der Grösse des schädlichen Raumes und der Höhe der Endspannung sinkt, bei Compression nach der adiabatischen Curve jedoch erheblich grösser bleibt als bei Compression mit voller Wärmeentziehung.

Die durch $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ ausgedrückte Leistungsfähigkeit in Quantität angesaugter Luft und unabhängig von dem aufzuwendenden Effect berechnet sich folgendermassen.

Aus der Figur geht hervor, dass sich verhält

$$\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} = \frac{l - l_3 + m\,l}{m\,l}$$

$$p_1 = \left(\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right)^{1,41}$$

$$p_1^{0,71} = \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} = \frac{l - l_3 + m\,l}{m\,l}$$

$$\frac{l_3}{l} = 1 - m\,(p^{0,71} - 1) \quad . \quad . \quad . \quad (6_1).$$

Für Compression bei constanter Temperatur wird analog

$$\frac{l_4}{l} = 1 - m\,(p - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6_2).$$

Wäre beispielsweise $m = 0{,}1$, $p = 11$ Atm., so ergiebt sich nach (6_1)

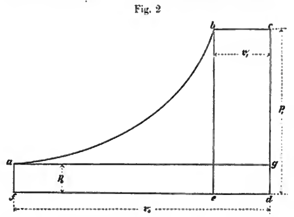
$$\frac{l_3}{l} = 0{,}551$$

nach (6_2)

$$\frac{l_4}{l} = 0$$

d. h. es ist in dem letzteren Falle die effective Leistung des Compressors $= 0$, das zu Beginn des Kolbenhubes im Cylinder befindliche Luftquantum $O\,(l + m\,l)$ wird auf das Volumen des schädlichen Raumes $O\,.\,m\,l$ comprimirt, und da aus diesem Raume keine Luft in das Reservoir hinübergeschoben werden kann, so expandirt sie beim Kolbenrückgang vollständig wieder auf Anfangsvolumen und Anfangsspannung zurück. Selbstverständlich ist bei dieser vorläufig nur theoretischen Betrachtung von den unvermeidlichen Luftverlusten ganz abstrahirt.

Fig. 2

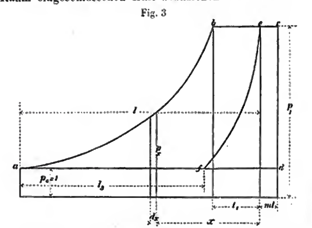


Es ist nun der zur Compression nach beiden Gesetzen erforderliche mechanische Effect zu berechnen. Derselbe wird, abgesehen von dem Einfluss des schädlichen Raumes, durch die Fläche $abcg$, Fig. 2, dargestellt und setzt sich zusammen aus der eigentlichen Compressionsarbeit ausgedrückt durch die Fläche $abef$ plus der sogenannten Volldruckarbeit, also der Arbeit zum Hinüberschieben der auf p_1 comprimirten Luft in das (unendlich gross angenommene) Luftreservoir, repräsentirt durch die Fläche $bcde$. Von diesen beiden

Arbeiten kommt in Abzug die auf der anderen Seite des Kolbens wirkende Arbeit des Atmosphärendruckes, ausgedrückt durch die Fläche *agdf*.

Führt man die in Fig. 3 enthaltenen Bezeichnungen ein, so ist von dem erhaltenen Effect schliesslich noch die Expansionsarbeit der bei Hubende im schädlichen Raum eingeschlossenen Luft abzuziehen.

Fig. 3



Für die Compression nach der adiabatischen Linie ist

$$p_x = \left(\frac{l+ml}{x+ml}\right)^{\mu}.$$

Das Differential des Compressionseffects

$$dE_c = p_x \,.\, O \,.\, d_x$$

$$dE_c = O\left(\frac{l+ml}{x+ml}\right)^{\mu} d_x$$

$$E_c = O\int_{l}^{l_1}\left(\frac{l+ml}{x+ml}\right)^{\mu} d_x.$$

Der Volldruckeffect ist

$$E_v = O \,.\, p_x \,.\, (l_1+ml) = O(l_1+ml)\left(\frac{l+ml}{x+ml}\right)^{\mu}.$$

Der Gegendruck der Atmosphäre

$$E_a = O\,(l+ml).$$

(Es ist hier die Atmosphärenpressung = 1 gesetzt, es muss daher die Kolbenfläche O in Quadratcentimeter gegeben sein.)

Der Totaleffect ist nunmehr

$$E_x = E_c + E_v - E_a,$$

oder nach durchgeführter Integration

$$E_x = \left(\frac{1}{\mu-1}+1\right) O\,(l+ml)\left\{\left(\frac{l+ml}{l_1+ml}\right)^{\mu-1}-1\right\} \quad (7_1).$$

Dieser Effect würde einem Cylinder von dem Hub $l+ml$ ohne schädlichen Raum entsprechen und ist gleich der Fläche *abcd*; aus dem schädlichen Raume wird jedoch durch Rückexpansion die Fläche *ecdf* wiedergewonnen und es ist offenbar

$$\frac{\text{Fläche } abcd}{\text{Fläche } ecdf} = \frac{bc}{ec} = \frac{l_1+ml}{ml}.$$

Hieraus ergiebt sich ferner

$$\frac{\text{Fläche } abef}{\text{Fläche } abcd} = \frac{be}{bc} = \frac{l_1}{l_1+ml} = \frac{af}{ad} = \frac{l_1}{l+ml}.$$

Die Fläche *abef* repräsentirt aber die vom Motor wirklich zu leistende mechanische Arbeit $= E$ und es ist daher auch

$$E = E_x \cdot \frac{l_1}{l_1+ml}$$

$$E = \frac{\mu}{\mu-1}\cdot O\cdot l_1 \cdot \frac{l+ml}{l_1+ml}\left(\left(\frac{l+m}{l_1+m}\right)^{\mu-1}-1\right) \quad (8_1).$$

Führt man statt l_1 den Enddruck p_1 ein, so ist

$$E_x = \frac{\mu}{\mu-1}\,O\,(l+ml)\left\{p_1^{\frac{\mu-1}{\mu}}-1\right\}$$

und unter Berücksichtigung von Gleichung (6_1)

$$E = \frac{l_1}{l+m}\,E_x = \frac{\mu}{\mu-1}\,O\,l\left(1-m\left(p^{\frac{1}{\mu}}-1\right)\right)\left\{p^{\frac{\mu-1}{\mu}}-1\right\}$$

$$E = 3{,}44\,O\,l\left(1-m\left(p^{0,71}-1\right)\right)\left(p^{0,29}-1\right)$$

Dies ist der Effect pro Hub; ist v die Kolbengeschwindigkeit in Metern pro Secunde, N_a der theoretische Betriebsaufwand in Pferden, so wird

$$N_a = 3{,}44\cdot\frac{O\,.\,v}{75}\left(1-m\left(p^{0,71}-1\right)\right)\left(p^{0,29}-1\right) \quad (9_1).$$

Die angesaugte Luftmenge in Cubikmeter pro Stunde ist

$$Q = \frac{3600\,.\,O\,.\,v}{10000}\left(1-m\left(p^{0,71}-1\right)\right) \quad . \quad (10_1)$$

und die pro Pferdestärke angesaugte Luftmenge

$$\frac{Q}{N_a} = \text{rund } \frac{8{,}0}{p^{0,29}-1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11_1)$$

und umgekehrt ein stündlich eingesaugter Cubikmeter erfordert Pferdestärken

$$\frac{N_a}{Q} = 0{,}125\left(p^{0,29}-1\right) \quad . \quad . \quad . \quad (12_1).$$

Für die Compression mit constanter Temperatur ist analog

$$dE_c = O\,p_x\,d_x$$

$$p_x = \frac{l+ml}{x+ml}$$

$$E_c = O\int_{l}^{l_2}\frac{l+ml}{x+ml}\cdot d_x = O\,(l+ml)\ln\frac{l+ml}{l_2+ml}$$

$$E_v = O\,p_1\,(l_2+ml) = O\,(l+ml)$$

$$E_a = O\,(l+ml)$$

$$E_x = E_c + E_v - E_a = O\,(l+ml)\ln\frac{l+ml}{l_2+ml} \quad (7_2)$$

$$E = \frac{l_2}{l_2+ml}\,E_x$$

$$E = O\,l_2\,\frac{l+ml}{l_2+ml}\ln\frac{l+ml}{l_2+ml} \quad . \quad . \quad . \quad (8_2).$$

Führt man wieder statt l_2 den Enddruck p_1 ein, so ist

$$E_x = O\,(l+ml)\ln p_1$$

$$E = E_x\,\frac{l_2}{l+ml} = O\,l\left(1-m\,(p-1)\right)\ln p_1$$

oder Compressionseffect in Pferdestärken

$$N_i = \frac{O\,.\,v}{75}\left(1-m\,(p-1)\right)\ln p_1 \quad . \quad . \quad (9_2).$$

Eingesaugte Luftmenge pro Stunde in Cubikmeter

$$Q_2 = \frac{3600\,O\,.\,v}{10000}\left(1-m\,(p-1)\right) \quad . \quad . \quad (10_2)$$

$$\frac{Q_2}{N_i} = \frac{27}{\ln p_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11_2)$$

$$\frac{N_i}{Q_2} = 0{,}037\,\ln p_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12_2).$$

Die Formeln (12_1) und (12_2) repräsentiren das eigentliche theoretische Güteverhältniss, da, obgleich die Compression nach der adiabatischen Curve unmittelbar nach der Compression ein grösseres Luftvolumen von der Spannung p_1 ergiebt als die Compression mit constanter Temperatur, dieses grössere Luftvolumen durch Abkühlung bis zur Verwendungsstelle wieder auf das durch die Compression mit constanter Temperatur erhaltene reducirt wird.

Die folgende Tabelle stellt dieses Güteverhältniss dar.

p	$\frac{N_e}{Q_1}$	$\frac{N_i}{Q_2}$
1	0	0
2	0,0278	0,0256
3	0,0469	0,0406
4	0,0618	0,0516
5	0,0744	0,0595
6	0,0852	0,0668
7	0,0918	0,0757

Es ist also augenscheinlich, dass die Compression mit constanter Temperatur theoretisch die vortheilhaftere ist. Dem gegenüber steht die geringere absolute Leistungsfähigkeit bei Compression mit constanter Temperatur gegenüber derjenigen ohne Wärmeentziehung, die gleichen Maschinendimensionen und Geschwindigkeiten vorausgesetzt.

Diese Verhältnisse sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt, und wird sich im weiteren Verlauf der Untersuchung zeigen, inwiefern gleiche Verhältnisse überhaupt vorausgesetzt werden dürfen.

p	adiabatisch $\frac{l_3}{l} = 1 - m\,(p^{0,71} - 1)$	isothermisch $\frac{l_4}{l} = 1 - m\,(p - 1)$
	$m = 0{,}05$	
1	1,000	1,000
2	0,968	0,950
3	0,941	0,900
4	0,916	0,850
5	0,883	0,800
6	0,872	0,750
7	0,851	0,700
	$m = 0{,}10$	
1	1,000	1,000
2	0,936	0,900
3	0,882	0,800
4	0,832	0,700
5	0,787	0,600
6	0,743	0,500
7	0,702	0,400

Es erübrigt nun noch, um den theoretischen Theil verlassen zu können, die den verschiedenen Endspannungen p_1 bei Compression ohne Wärmeentziehung entsprechenden Endtemperaturen T_1 bezw. t_1 zu bestimmen; es ist

$$T_1 = T_0 \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{0,41}$$

$$t_1 + 273 = (t_0 + 273) \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{0,41}$$

$$t_1 = (t_0 + 273) \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{0,41} - 273$$

$$p_1 = \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{1,41}$$

$$\left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{0,41} = p_1^{\frac{\mu - 1}{\mu}} = p_1^{0,29}$$

$$t_1 = (t_0 + 273)\, p_1^{0,29} - 273$$

setzt man . . $t_0 = 17^0$ . . . . . . $t_0 = 0^0$
so wird $t_1 = 290\, p_1^{0,29} - 273$ $t_1 = 273\,(p_1^{0,29} - 1)$

p	t_1	t_1
1	17	0
2	81,6	60,3
3	125,8	102,4
4	160,5	135,1
5	189,5	162,4
6	214,6	186,0
7	236,9	208,1

Es tritt somit zu dem grösseren Kraftverbrauch bei Compression ohne Wärmeentziehung noch der für einen Maschinenbetrieb sehr störende Umstand hinzu, dass die reibenden Maschinentheile, wie Kolben und Stopfbuchsen einer hohen und trockenen Temperatur ausgesetzt werden.

Es ist daher nur zu natürlich, dass man für hohe Spannungen diese Art der Compression gar nicht angestrebt hat, sondern darauf ausgegangen ist, die Compression bei constanter Temperatur durchzuführen. Zu diesem Zwecke wurde die Compression durch Wassersäulen bewirkt, welche von dem Kolben auf- und abbewegt wurden und welche man durch steten Wasserwechsel kalt erhielt.

Durch sorgfältige Regulirung der Höhe dieser Wassersäulen wäre man sogar im Stande, die schädlichen Räume ganz zu beseitigen, indem das Wasser dieselben bei Hubende ganz ausfüllt. Es ist somit die volle absolute Ausnutzung des Hubvolumens ermöglicht, die reibenden Maschinentheile bleiben kühl, und die mechanische Arbeitsleistung ist, wenn die Compression bei constanter Lufttemperatur sich vollzieht, die erreichbar geringste.

Das letztere kann und wird jedoch nie eintreten, weil die zu entziehende Wärmemenge viel zu bedeutend ist, um von der geringen Kühlfläche aufgenommen werden zu können, ohne dass eine bedeutende Differenz zwischen der Wassertemperatur und der Temperatur der in Compression begriffenen Luft vorhanden wäre.

Um dies klar zu machen, muss die Quantität der abzuführenden Wärme angegeben werden. Diese ist nach der mechanischen Wärmetheorie gleich der auf die Compression verwandten Arbeit in Meterkilogramm, also =

$$E_c = O\,(l + m\,l)\,\ln \frac{l + m\,l}{l_2 + m\,l}$$

oder

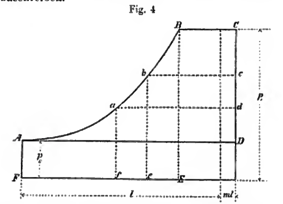
$$= \frac{O}{424}\,(l + m\,l)\,\ln \frac{l + m\,l}{l_2 + m\,l}$$

Calorien für den einfachen Hub.

Denkt man sich den Compressor von einer Dampfmaschine getrieben, so müsste von der kleinen Kühlfläche dieselbe Wärmemenge abgeführt werden, welche von der grossen Kesselheizfläche nach Berücksichtigung der Effect- und Wärmeverluste aufgenommen wird. Nimmt man an, dass $^1/_{20}$ der am Rost entwickelten Wärme in der Dampfmaschine als mechanische Kraft realisirbar ist, nimmt ferner an, dass hiervon nochmals die Hälfte auf Reibung verloren geht, so müsste bei gleichen Temperaturdifferenzen und gleichen Wärmeübergangscoefficienten die Oberfläche der Kühlfläche $= {}^1/_{40}$ der Heizfläche sein. Da jedoch die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Wasser während der Compression nur ganz gering sein darf, um das gewünschte Resultat zu ergeben, die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kesselwasser und Verbrennungsproducten jedoch nach Hunderten von Graden zählt, so ist es klar, dass trotz der directen Beziehung zwischen Wasser und Luft im Compressor, und wenn man auch den ganzen Umfang des Hubvolumens als Kühlfläche gelten lässt, die isothermische Linie auch nicht annähernd erreicht werden kann, wenn man nicht zu ganz geringen Kolbengeschwindigkeiten greifen will, welche aber wieder riesige Maschinen bedingen würden.

Es ist übrigens auch leicht rechnungsmässig nachzuweisen, dass mit Wassersäulen-Compressoren nie die isothermische Linie zu erhalten ist, und wenn trotzdem die Luft bedeutend abgekühlt in das Reservoir tritt, so ist dies zum grössten Theil der Volldruckperiode zuzuschreiben.

Fig. 4



In dieser Periode und auch gegen Ende der Compression ist eine bedeutende Temperaturdifferenz zwischen Luft und Wassersäule vorhanden, so dass nun wirklich eine theilweise Wärmeentziehung erfolgt, allein auf den mechanischen Compressionseffect bleibt dies fast völlig wirkungslos.

Wer im Besitze von Indicatordiagrammen solcher Maschinen ist, kann sich über die Natur der Compressionscurve leicht klar werden.

Es ist nämlich für alle Curven, welche dem Gesetz

$$p_0 v_0^n = p_1 v_1^n$$

folgen, der Exponent n aus dem Diagramm unmittelbar zu entnehmen, da in Fig. 4

$$\frac{\text{Fläche } abcd}{\text{Fläche } abef} = n$$

$$\text{ebenso} \quad \frac{\text{Fläche } ABCD}{\text{Fläche } ABEF} = n \text{ ist,}$$

wenn überhaupt n eine Constante ist.

Für variables n gilt diese Relation selbstverständlich nur für die Flächendifferentiale.

Für die isothermische Compression müsste sich $n = 1$ ergeben, was jedoch niemals der Fall ist.

Es kann daher füglich behauptet werden, dass in der Praxis jede Compression nach der adiabatischen Curve erfolgt, höchstens kann dieselbe am Ende der Compression (bei B) eine geringfügige Ablenkung erfahren, und es verbleibt den Wassersäulen-Compressoren der Vortheil der kalten Maschinentheile und vielleicht Reduction der schädlichen Räume.

Diesen ganz unleugbaren Vortheilen stehen jedoch auch ganz bedeutende Nachtheile entgegen, und diese wurzeln in der zu geringen Geschwindigkeit dieser Maschinen, einerseits bedingt durch die Anwendung der Wassersäule überhaupt, andererseits durch die selbstthätigen Ventile. Die Wassersäule verbietet durch ihr auf und ab zu bewegendes grosses Gewicht raschen Gang, und es darf die Wassermenge ja auch nicht hin und her geschleudert werden; selbstthätige Ventile versagen jedoch den Dienst und werden äusserst kraftraubend, sobald die Anzahl der Spiele eine gewisse Grenze überschreitet. Mit dem durch die ganze Anordnung bedingten schleichenden Gange der Maschine wachsen aber selbstverständlich ihre Dimensionen, ihr Gewicht und Anschaffungspreis werden gross und die Montirung schwierig.

Dazu gesellen sich beim Dampfbetrieb entweder grosse Räderübersetzungen oder bei directwirkenden Maschinen wiederum unnöthig grosse Dimensionen des Dampfcylinders.

(Schluss folgt.)

Ueber Berechnung hydraulischer Hebevorrichtungen.

Von **L. Putzrath**, Civilingenieur in Berlin.

I.

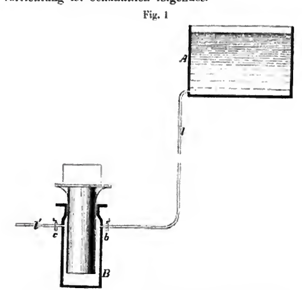
Bei der Verbreitung, welche hydraulische Hebevorrichtungen in den letzten Jahren gefunden haben, erscheint es auffallend, dass die Theorie derselben bisher so wenig Beachtung gefunden hat. Wohl findet man hin und wieder in technischen Zeitschriften neben der Beschreibung ausgeführter Anlagen einen kurzen Abriss der denselben zu Grunde gelegten Berechnungen. Allein diese Berechnungen beschränken sich fast ohne Ausnahme auf die Aufstellung statischer Beziehungen, während dynamische ausser Acht bleiben.

Die ausführenden Constructeure sind sich selbstredend darüber klar gewesen, dass eine hydraulische Hebevorrichtung nur dann Lasten in Bewegung zu

setzen vermag, wenn die äusseren Kräfte, welche an das durch die Hebevorrichtung verkörperte, materielle System angreifen, eine Resultante haben, oder, um von der allgemeinen Ausdrucksform auf den speciellen Fall überzugehen, wenn die Betriebsreservoir-Druckhöhe die Lastgewicht-Druckhöhe um eine positive Grösse überwiegt. Wie gross aber diese zu bemessen, damit die Last einen vorgeschriebenen Weg in einer gegebenen Zeit zurücklege, diese Cardinalfrage für die Praxis ist bislang, soweit dem Verfasser bekannt, nicht rechnungsmässig erörtert worden. Derselbe glaubt daher annehmen zu dürfen, dass die nachstehenden Bemerkungen, welche eine Beleuchtung der aufgeworfenen Frage erstreben, den Fachkreisen Interesse abgewinnen werden.

Fig. 1 veranschaulicht das System einer hydraulischen Hebevorrichtung in einfacher Form. Ein hochgelegenes mit Wasser gefülltes Reservoir A communicirt durch eine Rohrverbindung l mit einem Cylinder B, in welchem sich ein abgedichteter Kolben bewegt, dessen Kopf behufs Aufnahme einer Last plateauartig ausgebreitet ist. Eine zweite Rohrverbindung l' verbindet den Cylinder B unmittelbar mit der äusseren Atmosphäre. Beide Rohrleitungen sind durch Schieber b und c abschliessbar gemacht. Das Spiel der Hebevorrichtung ist bekanntlich folgendes.

Fig. 1



Befindet sich der Kolben in seiner tiefsten Stellung, und öffnet man den Schieber b, während der Schieber c geschlossen bleibt, so wird der Kolben — vorausgesetzt, dass der auf seine untere Fläche wirkende hydraulische Druck den Gegendruck, welchen Eigengewicht und Belastung ausüben, genügend überwiegt — sich nach oben bewegen. Hat der Kolben seinen höchsten Stand erreicht, so wird derselbe, wenn man jetzt den Schieber b schliesst und den Schieber c öffnet, herabsinken, wobei das vorhin in den Cylinder eingetretene Wasser durch die Leitung l' zum Ausfluss kommt.

Denkt man sich nun, um dem gebräuchlichen Gange der Rechnung zu folgen, in der bekannten einfachen Weise nachgewiesen, dass bei den angenommenen Verhältnissen die vorhandene Druckhöhe ausreicht, um den mit der Maximallast belasteten Kolben noch in seiner höchsten Stellung zu tragen, so wird die weitere Frage, welche die Praxis an den Apparat zu stellen hat, lauten: genügen die Verhältnisse des Apparates auch der Bedingung, dass die Zeitdauer für eine Auffahrt bezw. eine Niederfahrt der Last der von derselben geforderten Leistungsfähigkeit entspricht?

Die Beantwortung dieser Frage bedingt die Aufstellung einer Beziehung zwischen der nicht statisch aufgehobenen Druckhöhe, der „treibenden Druckhöhe“, und der Beschleunigung, welche dieselbe den sämmtlichen beweglichen Systemgliedern ertheilt, wobei die Aenderungen, welche im Laufe der Bewegung sowol die treibende Druckhöhe wie die in den Behältern enthaltenen Wassermassen erleiden, zu berücksichtigen sind. Eine genaue Herleitung dieser Beziehungen scheitert indess an analytischen Schwierigkeiten, indem sie zu Differentialgleichungen führt, deren Integration mit Hilfe der gebräuchlichen Functionen nicht durchführbar ist. Wenn man sich aber bei der Erörterung dieser Beziehungen mit demjenigen Grade der Genauigkeit begnügt, welcher für praktische Fälle als ausreichend erachtet werden kann, so lässt sich dieselbe genügend vereinfachen, um zu brauchbaren Resultaten zu führen. Dieses darzulegen soll der Zweck der nachfolgenden Zeilen sein.

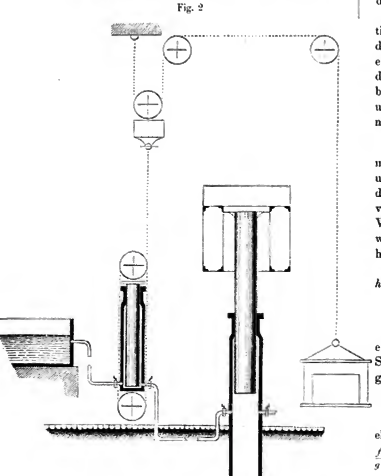
II.

Die mechanische Arbeit, welche bei einem in Gange befindlichen hydraulischen Aufzuge von dem treibenden Drucke geleistet wird, kann man sich, wenn man zunächst von Reibungswiderständen absieht, in zwei Theile zerlegt denken, von denen der eine dazu verwandt wird, um den constanten Massen des Systems — Kolben, Belastung, Gegengewicht sowie dem Wasserquantum, welches die Rohrleitung ausfüllt — Energie (lebendige Kraft) zu ertheilen, und die andere dazu dient, um die in den Behältern befindlichen Wassermassen gegen einander abzuändern d. h. die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers zu erzeugen. Es ist leicht ersichtlich, dass das Verhältniss, in welchem diese beiden Verwendungen der mechanischen Arbeit zu einander stehen, abhängig sein muss 1) von dem Verhältniss der Summe der constanten Massen zu der Summe der veränderlichen Massen des Systems und 2) von der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem einen Behälter in den anderen überfliesst, und dass die erstgenannte Verwendung der mechanischen Arbeit der treibenden Druckhöhe einen um so grösseren Theil der ganzen mechanischen Arbeit beanspruchen muss je grösser das unter 1) aufgeführte Verhältniss und je kleiner die unter 2) aufgeführte Geschwindigkeit ist. Wenn man nun in Betracht zieht, wie gross die Summe der constanten Massen und wie gering die Geschwindigkeit des Wassers bei vielen hydraulischen Hebevorrichtungen zu sein pflegen, so wird die Voraussetzung begründet erscheinen, dass man in extremen Fällen einen für die Praxis verschwindenden Fehler begeht,

wenn man von der zweiten Verwendung der mechanischen Arbeit ganz abstrahirt und also die Lösung der gestellten Aufgabe so behandelt, als ob der treibende Druck lediglich dazu verwandt wird, um den constanten Massen des Systems Beschleunigung zu ertheilen.

Als solche Fälle können beispielsweise Aufzüge mit Accumulatorbetrieb, indirecter Uebertragung der Kolben-

Fig. 2



bewegung auf Lastbewegung und langen Rohrleitungen gelten. In Fig. 2 ist ein solcher Aufzug zur Anschauung gebracht und soll dessen Berechnung von den aufgestellten Gesichtspunkten aus erörtert werden.

Es sei:

F der Querschnitt des Accumulatorkolbens,
f der Querschnitt des Arbeitskolbens,
ε bezw. ε' der freie Querschnitt des Zufluss- bezw. des Abflussschiebers,
p das Gewicht des Accumulatorkolbens pro Flächeneinheit desselben,
q " " des Arbeitskolbens pro Flächeneinheit desselben,
q_s " " des Fahrstuhles } pro Flächeneinheit des Arbeitskolbens,
q_n " " der Nutzlast
q_c " " des Gegengewichtes
γ " " der Volumeneinheit Wasser,
l bezw. l' die Länge der Zufluss- bezw. der Abflussleitung,
α das Verhältniss zwischen Arbeitskolben- und Fahrstuhl-Geschwindigkeit,
β das Verhältniss zwischen Arbeitskolben- und Gegengewicht-Geschwindigkeit.

a) Auffahrt. — Der Zuflussschieber ist geöffnet; der Abflussschieber ist geschlossen.

Berücksichtigt man, dass zur Erhaltung der Continuität der Wasserbewegung die Geschwindigkeit, und demnach auch die Beschleunigung des Wassers in den einzelnen Gefässen sich umgekehrt verhalten muss wie die bezüglichen Querschnitte, so erhält man aus der bekannten Relation zwischen Beschleunigung, Masse und Kraft für die Beschleunigung im ersten Zeitelement nach Eröffnung des Zuflussschiebers die Gleichung:

$$\frac{f}{g}\left[p+q+\alpha(q_s+q_n)+\beta q_c+l\gamma\right]\frac{dv}{dt}=\varepsilon\gamma h,$$

unter v die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens und unter h die treibende Druckhöhe, d. h. die Höhendifferenz der Wasserspiegel im Accumulator bezw. Arbeitscylinder verstanden, welche man erhält, nachdem man diese Wasserspiegel um Wassersäulen erhöht gedacht hat, welche den darauf lastenden Drucken das Gleichgewicht halten würden.

Während des Verlaufes der Kolbenbewegung erleidet h auf doppelte Weise eine Verringerung:

1) durch Steigen des Arbeitskolbens,
2) durch Sinken des Accumulatorkolbens.

Ist x der Weg, welchen der Arbeitskolben während einer beliebigen Zeit t zurückgelegt hat, so wird das Stück y, um welches der Accumulatorkolben gleichzeitig gesunken ist, ausgedrückt durch

$$y=\frac{f}{F}x.$$

Für die Beschleunigung in dem nächstfolgenden Zeitelement liefert demnach das obige Gesetz die Gleichung:

$$\frac{f}{g}\left[p+q+\alpha(q_s+q_n)+\beta q_c+l\gamma\right]\frac{dv}{dt}=\varepsilon\gamma\left[h-x\left(1+\frac{f}{F}\right)\right].$$

Bezeichnet man nun den constanten Factor der linken Seite mit m, multiplicirt links mit v, rechts mit dem adäquaten $\frac{dx}{dt}$ und integrirt, so erhält man

$$\frac{mv^2}{2}=\varepsilon\gamma\left[hx-\frac{x^2}{2}\left(1+\frac{f}{F}\right)\right],$$

welche Gleichung das Princip der Energie für den vorliegenden Fall zum Ausdruck bringt. Aus derselben folgt:

$$v=\sqrt{\frac{\varepsilon\gamma}{m}\left[2hx-x^2\left(1+\frac{f}{F}\right)\right]} \quad . \quad . \quad (1).$$

Setzt man $\frac{dx}{dt}$ für v, explicirt den Ausdruck nach dt und integrirt, so erhält man für die Zeit t, welche der Arbeitskolben gebraucht, um den Weg x zurückzulegen:

$$t=\int_0^x\frac{dx}{\sqrt{\frac{\varepsilon\gamma}{m}\left[2hx-x^2\left(1+\frac{f}{F}\right)\right]}}$$

$$=\sqrt{\frac{mF}{\varepsilon\gamma(f+F)}}\arccos\frac{hF-x(F+f)}{hF},$$

und ferner für die Zeit T, welche der Kolben gebraucht, um seinen ganzen Hub s zu vollenden:

$$T = \int_0^s \frac{dx}{\sqrt{\frac{\varepsilon\gamma}{m}\left[2hx - x^2\left(1 + \frac{f}{F}\right)\right]}}$$

und hieraus, wenn man für m den ursprünglichen Werth restituirt:

$$T = \sqrt{\frac{Ff[p+q+\alpha(q_s+q_n)+\beta q_c+l\gamma]}{\varepsilon\gamma g(F+f)}} \text{ arc cos } \frac{hF-(F+f)s}{hF} \quad [(2).$$

b) Niederfahrt. Der Zuflussschieber ist geschlossen; der Abflussschieber ist geöffnet.

Nach dem Vorangegangenen liefert das Princip der Beschleunigung für den Anfangszustand der Kolbenbewegung die Gleichung

$$\frac{f}{g}\left(q + \alpha(q_s + q_n) + \beta q_c + l'\gamma\right)\frac{dv}{dt} = \varepsilon\gamma h',$$

in welcher unter h' zu verstehen ist der Verticalabstand des entsprechend seiner Belastung erhöht gedachten Wasserspiegels im Arbeitscylinder von der Ausmündung des gefüllten Abflussrohres oder, falls dieses in ein Zwischenreservoir mündet, von dem in der Regel als constant anzusehenden Wasserspiegel des letzteren.

Für den um das Stück x herabgesunkenen Kolben nimmt die obige Gleichung, wenn man den constanten Factor der linken Seite mit m' bezeichnet, die Form an

$$m'\frac{dv}{dt} = \varepsilon'\gamma(h' - x)$$

und ergiebt, wenn man, analog wie für die Auffahrt geschehen, die linke Seite mit v und die rechte Seite mit $\frac{dx}{dt}$ multiplicirt und dann integrirt:

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon'\gamma}{m'}(2h'x - x^2)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Setzt man hierin, wie im Vorangegangenen, $v = \frac{dx}{dt}$, ordnet die Gleichung nach dt und integrirt, so erhält man für die Zeit t', welche der Kolben gebraucht, um den Weg x zu durchlaufen:

$$t' = \sqrt{\frac{m'}{\varepsilon'\gamma}} \text{ arc cos } \frac{h'-x}{h'},$$

und für die Zeit T', welche für eine vollständige Niederfahrt erforderlich ist, falls eine geeignete lange Abflussleitung die der Rechnung zu Grunde liegende Voraussetzung noch zulässig erscheinen lässt:

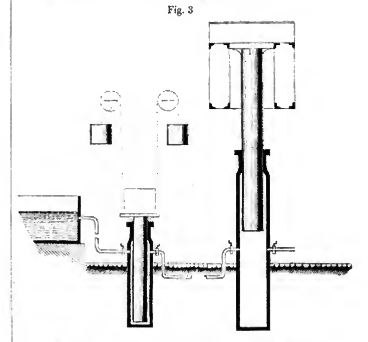
$$T' = \sqrt{\frac{m'}{\varepsilon'\gamma}} \text{ arc cos } \frac{h'-s}{h'} \quad \text{oder}$$

$$T' = \sqrt{\frac{f}{\varepsilon\gamma g}[p + \alpha(q_s + q_n) + \beta q_c + l'\gamma]} \text{ arc cos } \frac{h'-s}{h'} \quad (4).$$

Wenn man der in Fig. 2 dargestellten Hebevorrichtung einen Aufzug gegenüberstellt, bei welchem ein Druckreservoir von sehr beträchtlichem Querschnitt unmittelbar über dem Arbeitscylinder angeordnet ist, die zu hebende Last direct von dem Kolbenplateau getragen wird und die unmittelbar ins Freie mündende Ausflussleitung nur geringe Länge hat, also constanter Druckwasserspiegel, directe Lastbewegung und kurze Rohrleitung vorausgesetzt, so wird man die Grenzen gefunden haben, innerhalb welcher hinsichtlich des hier massgebenden Gesichtspunktes sämmtliche Hebevorrichtungen mit hydraulischem Betriebe fallen. Nun kann man zwar die gestellte Aufgabe für die obere Grenze durch die vorigen Entwickelungen als gelöst betrachten; allein es bleiben noch alle diejenigen Fälle zu untersuchen, welche zwischen den bezeichneten Grenzen liegen bezw. der unteren Grenze angehören.

Berücksichtigt man, dass die Beschleunigung der Kolbenbewegung nach den vorhin entwickelten Gleichungen einen nicht bedeutenden und allmälig abnehmenden Werth hat, und somit die Geschwindigkeit der Kolbenbewegung nur relativ langsam anwächst, so wird man schliessen dürfen, dass die Voraussetzung, welche den vorangegangenen Rechnungen zu Grunde gelegt worden ist, wenn auch nicht für den ganzen Hub des Arbeitskolbens, so doch für einen Theil desselben noch ein brauchbares Resultat liefern wird. Um die Uebersicht der Darstellung zu erleichtern, erscheint es daher zweckmässig, auf gleicher Basis wie vorhin correspondirende Formeln für einige innerhalb der gezogenen Grenzen liegende Hebevorrichtungen zu entwickeln, dann denjenigen Theil des Kolbenweges, für welchen diese Formeln auf Giltigkeit Anspruch haben, festzusetzen und endlich mit der Erörterung der Kolbenbewegung im weiteren Theile des Hubes abzuschliessen.

Fig. 3



Man wird zunächst bemerken, dass für Hebevorrichtungen nach Fig. 3, welche sich von solchen nach Fig. 2 einzig dadurch unterscheiden, dass sie anstatt mit indirecter mit directer Lastbewegung versehen sind, dass also anstatt einer besonderen durch ein Rollensystem mit dem Kolben verbundenen Lastbühne ein die Belastung unmittelbar tragendes Kolbenplateau angeordnet ist, während der Betrieb hier wie dort mittelst eines Accumulators erfolgt, die vorhin aufgestellten

Gleichungen ihre Giltigkeit behalten, sobald die Buchstaben α, β und q_s gestrichen werden. Es gelten hiernach für dieselben die Gleichungen:

a) Auffahrt.

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon \gamma g}{f(p+q+q_n+q_c+l\gamma)}\left[2hx-\left(1+\frac{f}{F}\right)x^2\right]} \quad (5)$$

$$t = \sqrt{\frac{F f(p+q+q_n+q_c+l\gamma)}{\varepsilon \gamma g}} \arccos \frac{hF-(F+f)x}{hF} \quad (6).$$

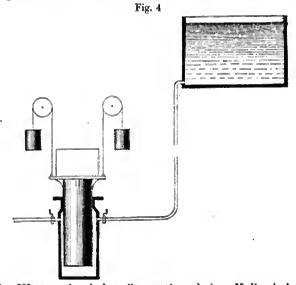
b) Niederfahrt.

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon' \gamma g}{f(q+q_n+q_c+l'\gamma)}(2h'x-x^2)} \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

$$t = \sqrt{\frac{f(q+q_n+q_c+l'\gamma)}{\varepsilon' \gamma g}} \arccos \frac{h'-x}{h'} \quad \ldots\ldots \quad (8).$$

Ist ferner anstatt eines Accumulators ein einfaches Druckreservoir vorhanden (Fig. 4), dessen Querschnitt so bedeutend ist, dass der Höhenunterschied, welchen

Fig. 4



der Wasserspiegel desselben während eines Kolbenhubes erleidet, ausser Betracht bleiben darf, so reduciren sich, wie man leicht übersieht, die vorigen Gleichungen auf:

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon \gamma g}{f(q+q_n+q_c+l\gamma)}(2hx-x^2)} \quad \ldots \quad (9)$$

und

$$t = \sqrt{\frac{f(q+q_n+q_c+l\gamma)}{\varepsilon \gamma g}} \arccos \frac{h-x}{h} \quad . \quad (10),$$

während die für die Niederfahrt geltenden Gleichungen gleichlautend mit No. (7) und (8) werden. Denkt man sich endlich ein Gegengewicht nicht vorhanden und das Druckreservoir und die Ausmündung der Abflussleitung sehr nahe dem Arbeitscylinder, also die Rohrleitungen von sehr geringer Länge, so ist es gestattet, die in den Rohrleitungen enthaltenen Wassermassen gegenüber den sonstigen Massen des Systems ganz zu vernachlässigen, wodurch die Gleichungen, welche die Kolbenbewegung in ihrem ersten Theile charakterisiren, die einfache Form annehmen:

a) Auffahrt.

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon \gamma g}{f(q+q_n)}(2hx-x^2)} \quad \ldots \quad (11)$$

$$t = \sqrt{\frac{f(q+q_n)}{\varepsilon \gamma g}} \arccos \frac{h-x}{h} \quad \ldots \quad (12).$$

b) Niederfahrt.

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon' \gamma g}{f(q+q_n)}(2h'x-x^2)} \quad \ldots \quad (13)$$

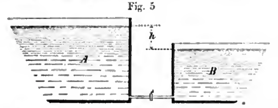
$$t = \sqrt{\frac{f(q+q_n)}{\varepsilon' \gamma g}} \arccos \frac{h'-x}{h'} \quad \ldots \quad (14).$$

III.

Zu den aufgestellten Gleichungen waren wir gelangt, indem wir von der mechanischen Arbeit, welche während der Bewegung des Systems von der treibenden Druckhöhe geleistet wird, nur denjenigen Theil in Betracht zogen, welcher dazu dient, die Energie der constanten Systemsmassen zu vermehren, und denjenigen Theil ausser Acht liessen, welcher verwendet wird, um die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers zu erzeugen. Denkt man sich nun eine hydraulische Hebevorrichtung in Thätigkeit, gleichviel ob in der Auffahrt oder in der Niederfahrt begriffen, so müssen in jedem Zeitpunkt die aus dem Reservoir (bezw. Arbeitscylinder) in die Rohrleitung eintretenden Wassertheilchen ihre Geschwindigkeit auf denjenigen Werth steigern, welchen die Geschwindigkeit der in der Leitung befindlichen Wassermassen bereits hat. Diese Geschwindigkeitssteigerung aber wird, da die Bewegung des Arbeitskolbens zunächst eine beschleunigte ist, sich nach und nach vergrössern, und damit zugleich die mechanische Arbeit, welche zu ihrer Erzeugung erforderlich ist. Das Verhältniss, nach welchem sich die mechanische Arbeit des treibenden Druckes in zwei Theile zerlegt, wird demnach im Verlaufe der Bewegung eine continuirliche Aenderung erfahren, in der Weise, dass sich der zweite Theil vergrössert, während sich der erste Theil verkleinert. Da aber der zweite Theil niemals grösser als das Ganze werden kann, so können die Werthe, welche die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens im Verlaufe seiner Bewegung annimmt, zunächst denjenigen Werth nicht übersteigen, bei welchem die gesammte mechanische Arbeit der treibenden Druckhöhe bereits nöthig wäre, um die entsprechende Ausflussgeschwindigkeit zu erzeugen. Während aber die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens nach und nach zunimmt, nimmt die treibende Druckhöhe von Beginn der Bewegung an allmälig ab. Es erscheint daher möglich, dass die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens während seiner Bewegung auf einen Werth steigt, bei welchem thatsächlich die mechanische Arbeit der treibenden Druckhöhe in der erwähnten Weise verbraucht wurde. Um bei jedem Beispiel untersuchen zu können, ob dieser als möglich vorausgesetzte Fall thatsächlich eintreten kann, ist es nothwendig, die Bewegung des Systems von dem Gesichtspunkte zu erörtern, als ob die treibende Druckhöhe, vom Beginn der Bewegung an, lediglich dazu verwandt wird, die Ausflussgeschwindigkeit zu erzeugen. Gemäss diesem Gesichtspunkte bei einer hydraulischen Hebevorrichtung vom Vorhandensein der constanten Massen, der Länge der Rohrleitung u. s. w. zu abstrahiren, heisst aber nichts Anderes, wie dieselben ansehen als ein System, bestehend aus zwei bis zu verschiedener Höhe gefüllten

Wasserbehältern, welche durch ein kurzes, verschliessbares Rohr von geringer Weite mit einander in Verbindung stehen; und die Bewegung des Arbeitskolbens würde alsdann identisch sein mit der eines Wasserspiegels dieser Gefässe, sobald nach Eröffnung des Rohres das Wasser aus dem einen in den anderen Behälter überströmt. Die Untersuchung der Bewegung eines Wasserspiegels in dem bezeichneten Falle soll der Gegenstand der nachfolgenden Erörterung sein.

Fig. 5



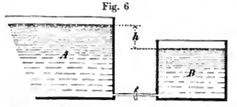
Wenn zwei bis zu verschiedener Höhe mit Wasser gefüllte Gefässe, Fig. 5, durch ein kurzes horizontales Rohr mit einander in Verbindung gesetzt werden, so wird das Wasser aus dem einen Gefässe in das andere überfliessen. Ist nun der Querschnitt des Communicationsrohres im Verhältniss zu dem beider Gefässe so klein, dass die Höhenänderung, welche die Wasserspiegel in den beiden Gefässen während der Dauer der Bewegung erleiden, ausser Betracht bleiben dürfen, so wird die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Communicationsrohr nach Eintritt des Beharrungszustandes (welcher sich in verschwindend kleiner Zeit nach Eröffnung des Rohres einstellen wird) durchströmt, bekanntlich ausgedrückt durch:

$$w = \sqrt{2gh},$$

worin h die als constant vorausgesetzte Höhendifferenz beider Wasserspiegel — die treibende Druckhöhe — bedeutet.

Trifft jedoch die hinsichtlich des Verhältnisses der Querschnitte gemachte Annahme für ein Gefäss oder für beide Gefässe nicht zu, so muss die fortwährende Aenderung, welche im Verlaufe des Vorganges die treibende Druckhöhe erleidet, auch eine fortwährende Aenderung der Geschwindigkeit w zur Folge haben.

Fig. 6



a) Ist zunächst B, Fig. 6, derjenige Behälter, dessen Querschnitt den des Communicationsrohres zwar nicht in dem Masse, wie vorhin angegeben, aber doch so weit überwiegt, dass die Annahme, es finde die Bewegung des Wassers in jedem Augenblicke so statt, wie es der Fall sein würde, wenn in eben diesem Augenblicke der Beharrungszustand eingetreten wäre, so lässt sich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Communicationsrohr in irgend einem Zeitpunkte durchströmt, ausdrücken durch:

$$w = \sqrt{2g(h-x)},$$

wenn x diejenige Höhe bedeutet, um welche der Wasserspiegel in B vom Beginn der Bewegung bis zu dem fraglichen Zeitpunkte gestiegen ist.

Unter Voraussetzung einer prismatischen oder cylindrischen Form der Gefässe ist es klar, dass die Geschwindigkeit v, mit welcher der Wasserspiegel in B aufsteigt, sich zu der Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser sich im Communicationsrohre bewegt, umgekehrt verhalten muss wie die bezüglichen Querschnitte. Bezeichnet man also mit ε den Rohrquerschnitt und mit f den Querschnitt des Behälters B, so wird die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Wasserspiegel des letzteren in dem fraglichen Zeitpunkte bewegt, ausgedrückt durch:

$$v = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}(h-x)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Ersetzt man nun in dieser Gleichung v durch $\frac{dx}{dt}$, multiplicirt dann die linke Seite mit der Beschleunigung p und die rechte Seite mit dem gleichwerthigen $\frac{dv}{dt}$, so erhält man:

$$p = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}(h-x)}\,\frac{dv}{dx}$$

und nach Ausführung der Differentiation:

$$p = -g\frac{\varepsilon^2}{f^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16),$$

welcher Ausdruck lehrt, dass die Bewegung des Wasserspiegels eine gleichmässig verzögerte ist, und dass die Verzögerung desselben den absoluten Werth $g\frac{\varepsilon^2}{f^2}$ hat.

Ersetzt man wiederum in der Gleichung v durch $\frac{dx}{dt}$, explicirt dieselbe nach dt und integrirt, so erhält man für die Zeit T, welche der Wasserspiegel in B gebraucht, um einen bestimmten Weg s zu durchlaufen:

$$T = \int_0^s \frac{dx}{\sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}(h-x)}}$$

und hieraus:

$$T = \frac{f}{\varepsilon}\left(\sqrt{\frac{2h}{g}} - \sqrt{\frac{2(h-s)}{g}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (17).$$

Fig. 7

b) Sind ferner, Fig. 7, die Querschnitte beider Gefässe nicht in dem vorhin bezeichneten Masse grösser als der Rohrquerschnitt, so wird die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Wasserspiegel in B in dem Augenblicke bewegt, nachdem er den Weg x zurückgelegt hat, ausgedrückt durch die Gleichung

$$v = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}[h-(x+y)]},$$

worin y dasjenige Stück bezeichnet, um welches der Wasserspiegel in A gleichzeitig gesunken ist, während

der Wasserspiegel in B um x gestiegen ist. Um das nämliche Quantum, um welches die Wassermenge in B zugenommen hat, hat diejenige in A sich vermindert. Es ist folglich:

$$yF = xf$$

oder

$$y = \frac{xf}{F}.$$

Diesen Werth von y in die vorige Gleichung eingesetzt, ändert dieselbe in:

$$v = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}\left[h - x\left(1 + \frac{f}{F}\right)\right]} \quad . \quad . \quad (18).$$

Aus derselben erhält man zunächst, wenn man analog wie unter a) verfährt, für die Beschleunigung p den constanten Werth:

$$p = -g\frac{\varepsilon^2}{f^2}\left(\frac{F+f}{F}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19),$$

wodurch sich die Bewegung des Wasserspiegels wiederum als gleichförmig verzögerte charakterisirt.

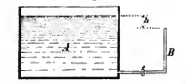
Und man erhält ferner, indem man wiederum analog wie bei a) verfährt, für die Zeit T, welche der Wasserspiegel in B gebraucht, um einen bestimmten Weg s zu durchlaufen:

$$T = \int_0^s \frac{dx}{\sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}\left[h - x\left(1 + \frac{f}{F}\right)\right]}}$$

und hieraus:

$$T = \frac{fF}{\varepsilon(f+F)}\left[\sqrt{\frac{2h}{g}} - \sqrt{\frac{2\{hF - s(f+F)\}}{g}}\right] \quad (20).$$

Fig. 8



c) Denkt man sich endlich, Fig. 8, das Reservoir B immer kleiner werden, bis dasselbe schliesslich zu einem verticalen Schenkel des Communicationsrohres zusammenschrumpft, nimmt an, dass dasselbe beim Beginn der Bewegung bis an den oberen Rand gefüllt sei, und sucht nun die vorhin hinsichtlich des Wasserspiegels in B gestellten Fragen für den Wasserspiegel in A zu beantworten, so wird man sofort erkennen, dass die unter a) aufgestellten Gleichungen hier ihre Giltigkeit behalten, wenn man für den Querschnitt f des Behälters B, den Querschnitt F des Behälters A substituirt.

Ist also die Zeit T gefragt, innerhalb welcher der Wasserspiegel in A um eine gegebene Höhe s gesunken ist, so bestimmt sich dieselbe durch:

$$T = \frac{F}{\varepsilon}\left(\sqrt{\frac{2h}{g}} - \sqrt{\frac{2(h-s)}{h}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (21).$$

Es erübrigt noch, zu bemerken, dass es für die vorangegangenen Entwickelungen keinen Unterschied macht, wenn man sich die beiden Wasserspiegel ausser durch den Atmosphärendruck noch durch Auflasten q, bezw. q_u pro Flächeneinheit belastet denkt, vorausgesetzt, dass man unter der treibenden Druckhöhe h nunmehr diejenige Höhendifferenz der Wasserspiegel versteht, welche sich ergiebt, nachdem man dieselben zuvor erhöht gedacht hat um diejenige Höhe h_a bezw. h_b, welche auf den Wasserspiegeln ruhende Wasserschichten haben müssten, um die auf die Oberflächen wirkenden Drucke zu erzeugen.

IV.

Ein Vergleich der im vorigen Paragraphen erörterten Fälle communicirender Gefässe mit dem vorhin behandelten hydraulischen Aufzuge lässt erkennen, dass Fall a) correspondirt mit dem in der Auffahrt begriffenen Aufzuge nach Fig. 4, Fall b) mit dem in der Auffahrt begriffenen Aufzuge nach Fig. 2 und 3 und endlich Fall c) allgemein mit in der Niederfahrt begriffenen Aufzügen, d. h. dass in den gegenüber gestellten Fällen die Geschwindigkeiten v des Arbeitskolbens nach den Gleichungen des § II zu berechnen sind, wenn man von der Verwendung der treibenden Druckhöhe zur Erzeugung der Ausflussgeschwindigkeit, und nach den Gleichungen des § III, wenn man von der Verwendung der treibenden Druckhöhe zur Bewegung der constanten Massen abstrahirt.

Man erhält folglich in jedem einzelnen Falle denjenigen Punkt des Kolbenweges, für welchen sich der nämliche Werth der Kolbengeschwindigkeit v nach beiden Anschauungen ergiebt, sobald man die correspondirenden Ausdrücke für v einander gleichsetzt und aus dieser Gleichung x als Unbekannte entwickelt. Der in Rede stehende Punkt wird also bestimmt:

a) Für die Auffahrt eines Aufzuges mit Accumulatorbetrieb nach Fig. 3 durch Gleichsetzung der Ausdrücke:

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon\gamma g}{f(p+q+q_u+q_c+l\gamma)}\left[2hx - \left(1+\frac{f}{F}\right)x^2\right]} \quad \text{und}$$

$$v = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}\left[h - \left(1+\frac{f}{F}\right)x\right]},$$

oder wenn man die unter dem Wurzelzeichen stehenden constanten Werthe mit m bezw. n bezeichnet, aus:

$$\sqrt{m}\cdot\sqrt{2hx - \left(1+\frac{f}{F}\right)x^2} = \sqrt{n}\cdot\sqrt{h - x\left(1+\frac{f}{F}\right)},$$

welche Gleichung geordnet die Form

$$x^2 - \frac{2hF}{x+f} + \frac{n}{m}x = -\frac{nhF}{m(f+F)}$$

annimmt und aufgelöst

$$x = \frac{hF}{F+f} + \frac{n}{2m} - \sqrt{\left(\frac{hF}{F+f} + \frac{n}{2m}\right)^2 - \frac{nhF}{m(f+F)}} \quad (22)$$

ergiebt.

b) Für die Auffahrt eines Aufzuges nach Fig. 4, welcher sich von dem vorigen durch seinen Betrieb mittelst Hochreservoir anstatt Accumulator unterscheidet, durch Gleichsetzung der Ausdrücke:

$$v = \sqrt{\frac{\varepsilon\gamma g}{f(q+q_u+q_c+l\gamma)}}\cdot\sqrt{2hx - x^2} \quad \text{und}$$

$$v = \sqrt{2g\frac{\varepsilon^2}{f^2}}\cdot\sqrt{h-x},$$

oder wenn man die unter dem Wurzelzeichen stehenden constanten Massen mit m' bezw. n' bezeichnet, aus:

$$\sqrt{m'}\,.\,\sqrt{2hx - x^2} = \sqrt{n'}\,.\,\sqrt{h-x},$$

welche Gleichung geordnet die Form

$$x^2 - \left(\frac{2m'h + n'}{m'}\right)x = -\frac{n'}{m'}h$$

annimmt und aufgelöst

$$x = h + \frac{n'}{2m'} - \sqrt{\left(h + \frac{n'}{2m'}\right)^2 - \frac{n'h}{m'}} \quad . \quad . \quad (23)$$

ergiebt.

Und c) für die Auffahrt eines Aufzuges conform mit dem vorigen aber ohne Gegengewicht und mit kurzen Rohrleitungen, wie man leicht übersieht:

$$x = h + \frac{n''}{2m''} - \sqrt{\left(h + \frac{n''}{2m''}\right)^2 - \frac{n''h}{m''}} \quad . \quad (24),$$

wobei man unter

$$m'' \text{ nunmehr } \frac{\epsilon\gamma g}{f(q + q_0)}$$

und unter

$$n'' \text{ wie vorhin } 2g\frac{\epsilon^2}{f^2}$$

zu verstehen hat.

d) Man erhält endlich für die Niederfahrt von Hebevorrichtungen mit directer Lastbewegung und constantem Unterwasserspiegel (Ausfluss des Wassers aus dem Arbeitscylinder mittelst einer ins Freie oder in ein Zwischenreservoir von beträchtlichem Querschnitt mündenden Rohrleitung) den beregten Werth von x durch Gleichsetzung von:

$$v = \sqrt{\frac{\epsilon'\gamma g}{f(q + q_0 + q_e + l'\gamma)}(2hx - x^2)} \quad \text{und}$$

$$v = \sqrt{2g\frac{\epsilon'^2}{f^2}(h' - x)},$$

oder, die constanten Werthe unter dem Wurzelzeichen mit m_0 bezw. n_0 bezeichnet, aus:

$$\sqrt{m_0} \, . \, \sqrt{2h'x - x^2} = \sqrt{n_0} \, . \, \sqrt{h' - x},$$

welche Gleichung mit der unter b) aufgeführten correspondirt und somit als Lösung:

$$x = h' + \frac{n_0}{m_0} - \sqrt{\left(h' + \frac{n_0}{m_0}\right)^2 - \frac{n_0}{m_0}h'} \quad . \quad (25)$$

ergiebt. Diese Gleichung darf als allgemein giltig angesehen werden, wenn man die Bedeutung von m_0 dem vorliegenden Falle angepasst denkt.

Sobald also der Arbeitskolben den, durch die oben berechneten Werthe von x (welche wir mit x' bezeichnen wollen) bestimmten Theil seines Hubes zurückgelegt hat, ist seine Geschwindigkeit bereits auf einen Werth gestiegen, bei welchem die gesammte treibende Druckhöhe dazu verwandt wird, um die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers zu erzeugen. Nun nimmt aber die treibende Druckhöhe vom Beginne der Bewegung an beständig ab. Die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens kann daher von jener Bahnstelle an weder zunehmen noch sich gleichbleiben, sie kann nur abnehmen.

Es bezeichnet folglich x' zugleich diejenige Bahnstelle, für welche v ein Maximum wird, und man erhält den Maximalwerth von v aus einem jener beiden Ausdrücke, wenn man in denselben für x den nach dem Obigen berechneten Werth x' einsetzt.

Da aber die Geschwindigkeit v durch die in § II entwickelten Ausdrücke als beschleunigt charakterisirt wird, so repräsentirt x' zugleich die grösste Länge desjenigen Theiles der Kolbenbahn, für welchen man die dort für die Zeitbestimmung aufgestellten Gleichungen als verwendbar erachten kann.

Wenn man den Werth T_0, welchen man für die Zeitdauer der Bewegung des Kolbens um x' mit Hilfe der erwähnten Gleichungen in annähernder Weise erhält, mit demjenigen Werthe zu vergleichen sucht, welchen man erhalten würde, falls es gelungen wäre, ein der vollen Schärfe nicht entbehrendes Verfahren aufzustellen, so wird man leicht erkennen, dass T_1 kleiner als T_0 ausfallen muss und zwar im Verhältniss zu derjenigen Grösse, um welche man die Geschwindigkeit v durch Vernachlässigung der zweiten Verwendung der treibenden Druckhöhe zu gross erhalten hat. Soll also der Zeit T, welche man für Zurücklegung des ganzen Kolbenweges rechnungsmässig erhält, von der thatsächlich erforderlichen nicht abweichen, so ist man genöthigt, den Fehler, welchen man für den ersten Theil des Kolbenhubes durch ein zu grosses v begangen hat, durch ein zu kleines v für den zweiten Theil des Kolbenhubes zu compensiren.

Man erkennt nun leicht, dass die Bewegung des Systems in der zweiten Bewegungsphase zur Ursache hat

1) die treibende Druckhöhe und

2) die Energie, welche die constanten Systemsmassen in der ersten Bewegungsphase erlangt haben.

Somit ergiebt sich als nächstliegendes Compensationsmittel, die Zeit T, welche der Kolben gebraucht, um den zweiten Theil seines Hubes zu vollenden, auf Grund der Auffassung zu berechnen, als ob die treibende Druckhöhe das **einzige** Agens für die Bewegung des Systems in seiner zweiten Phase sei.

Hiernach verfahren heisst aber, wie man leicht erkennt, nichts Anderes, als die Zeit, welche der Arbeitskolben für Zurücklegung des zweiten Theiles seiner Bahn gebraucht, mit Hilfe der in § III aufgestellten Formeln berechnen.

Man erhält also unter Benutzung von Gleichung (20), (17) und (2):

a) für den zweiten Theil der Auffahrt einer Hebevorrichtung mit veränderlichem Druckwasserspiegel:

$$T_2 = \frac{hF}{\epsilon(F + f)}\left[\sqrt{\frac{2(h - x')}{g}} - \sqrt{2\left(\frac{F(h - x') - (f + F)(s - x')}{g}\right)}\right] \quad (26);$$

b) für den zweiten Theil der Auffahrt einer Hebevorrichtung mit constantem Druckwasserspiegel:

$$T_2 = \frac{f}{\epsilon}\left[\sqrt{\frac{2(h - x')}{g}} - \sqrt{\frac{2(h - s)}{g}}\right] \quad . \quad (27);$$

c) für die Niederfahrt der Hebevorrichtung bei constantem Unterwasserspiegel:

$$T_2 = \frac{f}{\epsilon'}\left[\sqrt{\frac{2(h' - x'')}{g}} - \sqrt{\frac{2(h' - s)}{g}}\right] \quad . \quad (28),$$

wobei man in dem letzten Ausdrucke unter x'' den ersten Theil des Kolbenhubes bei der Niederfahrt zu verstehen hat.

Es ergiebt sich schliesslich die Zeit T für Vollendung eines ganzen Kolbenhubes durch:

$$T = T_1 + T_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29).$$

Die so berechnete Zeitdauer einer Kolbenfahrt müsste (vorausgesetzt, es wäre ausserdem gelungen, auch den Einfluss der Reibungswiderstände richtig zu bestimmen) mit der thatsächlich erforderlichen übereinstimmen, wenn die bei der Bestimmung von v in den beiden Theilen der Kolbenbahn gemachten Fehler sich gegenseitig vollständig aufheben würden. Dieses wird aber in der Regel nicht der Fall sein, es wird vielmehr der Fehler, welcher für den ersten Theil der Kolbenbahn durch die Nichtberücksichtigung der zur Erzeugung der Ausflussgeschwindigkeit erforderlichen mechanischen Arbeit begangen wird, beträchtlicher ausfallen als der entgegengesetzte Fehler, welchen für den zweiten Theil der Kolbenbahn die Vernachlässigung der lebendigen Kraft der constanten Massen verursacht. Man wird also für den ersten Theil des Kolbenweges in höherem Masse ein zu grosses v als im zweiten Theile des Kolbenweges ein zu kleines v erhalten. Folglich wird die berechnete Zeitdauer einer Kolbenfahrt etwas zu klein ausfallen und sonach einer Correctur durch Multiplication mit einem Coefficienten grösser als 1 bedürfen, dessen Feststellung der Erfahrung anheimfällt.

(Schluss folgt.)

Vermischtes.

Eisernes Strassenpflaster.

Von R. M. Daelen, Civil-Ingenieur in Düsseldorf.

Das Bestreben, die Verwendung von Eisen im Bauwesen an Stelle von anderen Materialien, wie Holz und Stein, zu erweitern, findet einen hervortretenden Anhaltspunkt in der Herstellung eines eisernen Strassenpflasters, denn eine einigermassen ausgedehnte Einführung desselben würde einen wirklichen und dauerhaften Massenverbrauch von Eisen bedingen.

Bei der Untersuchung der Frage, welche Aussichten hierfür vorhanden sind, ergab sich, dass bei den meisten zu dem Zwecke bereits angestellten Versuchen nur Gusseisen zur Verwendung gekommen war, da man stets davon ausging, dass dieses zur Herstellung einer geeigneten Oberfläche in durchbrochener Form das einzige, passende Material sei. Diese Voraussetzung ist zwar richtig, aber die bei dem unvermeidlich hohen Anlagepreis von eisernem Pflaster entstehende Hauptbedingung der gänzlichen Vermeidung von Reparaturkosten bei möglichst langer Dauer, konnte durch das Legen von kleinen oder grösseren gusseisernen, gitterförmigen Platten nicht erfüllt werden, denn der Untergrund kann durch Stein- oder Erdmasse nicht so hart und fest hergestellt werden, dass ein einseitiges Einsinken einzelner Platten gänzlich verhindert wird, es sei denn, dass hierfür bereits die Kosten eines Pflasters aufgewendet werden.

Diese Betrachtung veranlasste mich im August vorigen Jahres zur Construction eines Pflasters mit einem Unterbau von Walzeisen und einer Decke, welche aus kleinen Gussstücken zusammengesetzt ist. Durch die grosse Tragfähigkeit des ersten wird der Druck auf eine möglichst grosse Fläche vertheilt, und die durchbrochene Form der letzteren gestattet die Erfüllung aller daran zu stellenden Bedingungen.

Nachdem ich hierauf ein Patent nachgesucht hatte, erfuhr ich, dass die ver. Königs- und Laurahütte bereits einige Tage vorher eine Construction angemeldet hatte, welche insofern auf demselben Princip beruhte, als eine Unterlage von flachen, gewalzten Eisenschienen angewendet war, auf welchen die pyramidenförmigen Gussklötze durch Klammern befestigt wurden.

Trotz des, auf Grund verwandter Constructionen erfolgten Einspruches wurde mir am 20. März d. J. das Patent ertheilt, weil die meinige durch Anwendung von **I** Trägern die Tragfähigkeit des Schmiedeeisens selbst ausnutzt und zur Befestigung der gusseisernen Kasten keiner besonderen Klammern bedarf, ich habe dasselbe aber fallen lassen, weil der einfache Schutz der Form nur für Jemand Werth hat, der auch durch die Ausführung die Güte derselben nachweisen kann, hierzu aber bei den Eisenwerken unter den jetzigen Verhältnissen eine Geneigtheit nicht zu finden ist. Da also nur die Construction, nicht aber das Princip patentirt wird, so lag zur Unterhaltung des Patentes nicht genügende Veranlassung vor, und übergebe ich das Resultat meiner Untersuchungen der Oeffentlichkeit, in der Ueberzeugung, dass das System, die Combination von Walz- und Gusseisen, für die Erreichung des Zieles: „Billigkeit verbunden mit Dauerhaftigkeit“ den rechten Weg vorzeichnet, und in der Hoffnung, dass dadurch Veranlassung zum Fortschreiten in dieser Richtung gegeben werden möge.

Die vereinigte Königs- und Laurahütte hat das Verdienst, durch Legung einer Versuchsstrecke in Berlin vorangegangen zu sein, und bis jetzt werden die damit erzielten Resultate als günstig bezeichnet, so dass, wenn auch in den westlichen Gegenden Deutschlands infolge des geringeren Preises des Steinmaterials das Verhältniss für Eisen ungünstiger ist, immerhin eine Aufforderung für die hiesigen Werke darin liegt, die Angelegenheit im Auge zu behalten, denn es dürfte in den verkehrreichen grösseren Städten Fälle genug geben, wo durch Verminderung der Reparaturkosten und Beseitigung der Verkehrsstörungen die grösseren Anlagekosten gerechtfertigt werden, wenn aber nicht seitens der interessirten Werke derartige Unternehmungen ins Leben gerufen werden, so dürfte überhaupt die so vielfach besprochene Vermehrung des Eisenverbrauches noch lange unter den frommen Wünschen ruhen bleiben.

Ohne nun behaupten zu wollen, dass durch meine Construction die Aufgabe endgiltig gelöst wird, gebe ich zunächst eine Beschreibung derselben.

Die **I** Träger a in den umstehenden Holzschnitten, welche die Construction in $^1/_1$ nat. Gr. zeigen, werden in warmem Zustande nach der Krümmung des Strassenprofils gebogen und auf den, durch Stampfen befestigten Untergrund gelegt, während einzelne dazwischen gelegte Holzklötze dazu dienen, die richtigen Abstände zu halten. Soll die ganze Breite der Strasse mit Eisenpflaster gedeckt werden, so ist es zweckmässig, zuvor auf beiden Seiten je **L** Eisen der Länge nach gegen den Rinnstein zu legen, deren horizontale Schenkel den **I** Trägern zur Auflage dienen; in vielen Fällen wird aber die in Fig. 2 angedeutete Construction vorzuziehen sein, welche durch Anwendung von lang gelegten einfachen **T** Eisen b gestattet, das Eisenpflaster nur in die am meisten befahrene Mitte zu legen und zu beiden Seiten das Steinpflaster in einer geringen Breite beizubehalten, so dass die hier liegenden Gas- oder Wasserleitungsrohre leicht zugängig bleiben. Durch die ferner zwischen je zwei Reihen von Pflastersteinen liegenden **⊥** Eisen b wird eine Deformation dieses Theiles der Strasse in wirksamer Weise verhindert.

Zwischen die **I** Träger wird nun eine möglichst undurchlässige Schicht durch Einstampfen eines Gemisches von Kies und Lehm gebildet, und alsdann werden die gusseisernen Kasten c aufgelegt und unten mit grobem Steinschotter, oben mit Kies gefüllt. Die Langrippen derselben haben an einer Seite einen Ansatz d, der unter den Flansch des **I** Trägers greift, die Querrippen haben hier oben und an der anderen Seite unten einen Vorsprung e und e_1, und es ist einleuchtend, dass, wenn die dadurch gebildete Fuge mit Erde u. s. w. gefüllt ist, die Kasten c auf den **I** Trägern a befestigt sind.

Um Krümmungen der Strassen mit flachen Bogen zu bilden, werden die **I** Träger mit entsprechender Neigung zu

einander gelegt und die Gussklötze c keilförmig hergestellt, bei scharfen Biegungen müssen die in der Richtung der Radien liegenden **I** Träger noch durch quer gehende **I** Unterlagen verbunden werden, auf welchen die Gussklötze ruhen.

Diese Construction erfordert pro Quadratmeter:

36 Stück Gusskasten	105^k
an **I** Träger, **L** oder **⊥** Eisen . .	35^k
Summa	140^k.

Hierbei ist vorausgesetzt, dass die ganze Breite der Strasse mit Eisenpflaster belegt wird; durch Anwendung der Construction Fig. 2 lässt sich natürlicher Weise das Durchschnittsgewicht erheblich vermindern, denn das dabei zur Verwendung kommende Eisengewicht beträgt nur etwa 40^k pro Quadratmeter.

Fig. 1

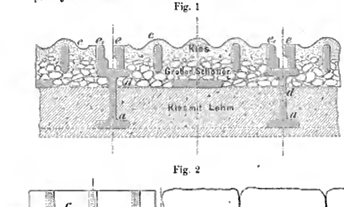


Fig. 2

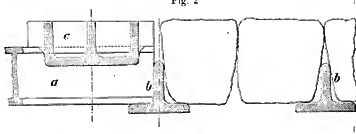
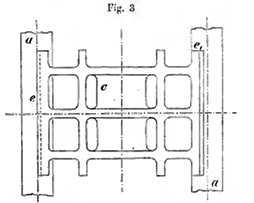


Fig. 3



Die Vorzüge gegenüber dem Pflaster der ver. Königs- und Laurahütte sind folgende:

1) Die bedeutend grössere Tragfähigkeit des Unterbaues aus **I** Trägern gegenüber dem von Flacheisen gestattet die Anwendung eines Untergrundes von geringerer Festigkeit, der also billiger herzustellen ist.

2) Das Verhältniss von Walzeisen zu Gusseisen ist für die Anlagekosten günstiger, da ersteres billiger herzustellen ist als letzteres.

3) Es ist kein Kleineisenzeug vorhanden, welches wesentlich theurer ist als Walzeisen.

4) Die Form der Gusskasten ist zur Herstellung vermittelst der Maschinenformerei besser geeignet, daher die Formerlöhne geringer.

5) Das Totalgewicht der Eisendecke ist um etwa 15 pCt. geringer.

6) Das Wasser wird unterhalb der Oberfläche abgeleitet, wo zwischen dem groben Steinschotter hierfür Canäle bleiben, während dasselbe bei dem Berliner Pflaster sich in der überirdischen, durch die pyramidenförmigen Gusskasten gebildeten Rinnen den Weg suchen muss und den darin lagernden Kies stets aufweicht.

7) Das Aufnehmen der Gusskasten geschieht nach Entfernung der Erde aus der Fuge e, e_1 Fig. 1, kann also ohne erheblichen Zeitverlust geschehen, dagegen erfordert das Lockern und Herausnehmen der in dem geschlossenen Gusskasten festgestampften Erde viel Zeit und Mühe, und zur Entfernung der Splinte bedarf es der geschickten Handhabung eines Instrumentes; das Legen der letzteren Construction wird dem entsprechend ebenfalls mehr Arbeit und Zeit erfordern.

8) Das Legen von Pferdebahnschienen verursacht bei meiner Construction gar keine Umstände, während die versetzte Lage der Gusskasten die Herstellung von solchen nach einem besonderen Modell erfordert, um den für die Schiene erforderlichen Zwischenraum zu bilden.

Um schliesslich nochmals auf die hierdurch bezweckte Anregung zu Versuchen zurückzukommen, sei noch erwähnt, dass voraussichtlich die Herst[illegible]ng von eisernen Trottoiren und Perrons vorläufig ein da[illegible]areres Feld abgeben wird, da hierbei die Preisdifferenz für die Anlage gegenüber anderen Materialien nicht so bedeutend ist, denn wenn das Eisen für das Strassenpflaster für 16 bis 18 ℳ pro Quadratmeter zu beschaffen ist, so dürfte dies für erstere doch nicht mehr als die Hälfte betragen, und dann würde die Concurrenz mit Asphalttrottoir doch wol aufzunehmen sein.

Kuppeldach über dem grossen Saale des Trocadero-gebäudes der Weltausstellung in Paris.

(Hierzu Blatt 21.)

Einen bedeutenden Gegenstand unter den eisernen Hochbauten der Pariser Weltausstellung bildet das Kuppeldach über dem grossen Saale des Trocaderogebäudes, wie überhaupt die innere Einrichtung dieses Gebäudes, Heizung, Ventilation u. s. w. des Interessanten vieles bietet.

Das Dach besteht, wie Fig. 1, Blatt 21 zeigt, gleich der Kuppel der Wiener Ausstellung aus geraden Gratsparren, am unteren Ende mittelst eines Zugringes zusammengehalten, am oberen Ende sich gegen einen Druckring stützend, mit dazwischen lagernden Fetten und aufgesetzter Laterne.

Die Gratsparren sind an dem Aufsatze der Laterne horizontal abgebogen, Fig. 5, um den Druckring mehr nach der Mitte hin zu verlegen, da sich auf derselben mittelst eines Trägerkreuzes und einer schmiedeeisernen Säule die über der Laterne befindliche Figur stützt.

Die Decke des grossen Saales ist mittelst Zugstangen an das Dach angehängt. Sie besteht aus einer kleineren inneren Kuppel und einer äusseren ringförmigen Kuppeldecke. Die erstere ist zum Zwecke der Einführung frischer Luft durchbrochen hergestellt. Die Ventilation geschieht bekanntlich auf künstlichem Wege, durch Entnahme der frischen Luft ausserhalb des Gebäudes in den Steinbrüchen des Trocadero, und Einführung derselben mittelst Ventilatoren durch die Decke des Saales, sowie Abführung der schlechten Luft am Boden des Saales mittelst Exhaustoren. Näheres hierüber bringen die „Nouvelles Ann. de la construction“ von Oppermann, Juli 1878. Zu diesem Zweck befindet sich über der durchbrochenen kleinen Kuppel noch eine Decke, welche die darunter liegende farbig durchsichtig erscheinen lassen sollte und deshalb mit Glas abgedeckt ist. Dieselbe gab aber bei den Musikaufführungen eine zu starke Klangwirkung und wurde deshalb mit Papier zugeklebt. Zwischen diesen beiden Decken tritt durch zwei Luftzuführungscanäle die frische Luft ein.

Auf den Fetten des Daches befinden sich hölzerne Sparren mit Lattung versehen und ist dasselbe mit Schiefer eingedeckt. Details der einzelnen Knotenpunkte sind in den Figuren 4

Fig 4 Verbindung bei C.

G. Hän

...oren und Vorlagen. Darin folgt die Beschreibung der

Erwähnung gethan.

5) [illegible] algewicht der Eisendecke ist um [illegible]
gerin[illegible]

Details der einzelnen Knotenpunkte sind in den Figuren [illegible]

bis 8 in grösserem Massstabe dargestellt; die Abmessungen der Fetten giebt die nachstehende Zusammenstellung.

No.	Plattenhöhe	Winkel	Plattenstärke
I	600	80 . 80 . 9	10
II	600	90 . 90 . 10	"
III	600	80 . 80 . 0	"
IV	525	70 . 70 . 10	"
V	450	60 . 60 . 8	"
VI	375	55 . 55 . 6	"
VII	300	50 . 50 . 6	"

Das Gebäude ist von dem Architekten Bourdais entworfen, die Eisenconstruction von der Firma Joly in Argenteuil hergestellt.

G. Häntzschel.

Technische Literatur.

Allgemeine Technologie.

Die Steinkohlengasbereitung mit einem Anhang: Die Darstellung des Leuchtgases aus Petroleumrückständen. Von G. F. Schaar, Ingenieur. Mit 16 in den Text gedruckten Holzschnitten und einem Atlas von 18 autogr. Tafeln in gr. Folio. (Preis 16 ℳ). Leipzig, 1877. Baumgärtner. —

Als Einleitung ist auf 14 Octavseiten die Art und Weise der Beleuchtung in den ältesten Zeiten, mit Holzfeuer beginnend, kurz dargestellt, der Fortschritt durch Kerzen und Lampen mit ihren Arten und Füllmaterialien erwähnt und auch des elektrischen Lichtes gedacht. Es schliesst daran das Nähere über die Entdeckung des Gases, die Entwickelungsgeschichte desselben nebst dessen Einführung in die verschiedensten Länder und Städte nach Jahreszahl und Nennung der Namen der dabei thätigen Persönlichkeiten.

Das Rohmaterial, die Steinkohlen, werden im ersten Capitel besprochen. Das über deren Lagerungsverhältnisse Erwähnte ist unzureichend. Nach der Angabe über die Beschaffenheit und das Aussehen der Kohlen sind weiterfolgend als beste Gaskohlen liefernde, in Deutschland belegene Kohlengruben das Ruhrgebiet mit neun Zechen in Sperrschrift besonders genannt, während von den sehr vielfach verwendeten oberschlesischen Stückgaskohlen auch nicht eine einzige Zeche genannt ist, obwol von dort mehrere Millionen Centner Kohlen des Jahres hindurch zur Vergasung nach Berlin gelangen. Wenn nun noch fernerhin Seite 16 gesagt ist: englische Gaskohlen werden in Deutschland noch vielfach verwendet, so trifft dies für die städtische Gasanstalten in Berlin bei einer Jahresproduction von 60 Millionen Cubikmeter Gas nicht mehr zu, da dort nur deutsche Kohle, oberschlesische, niederschlesische und westfälische zur Vergasung kommen und dies andere Gasanstalten ähnlich ausführen können. Die Angaben der Gas- und Coksausbeute sind aus früheren Zeiten und Schriften eventuell von kleineren Anstalten entnommen, für heutige Verhältnisse aber nicht mehr zutreffend. Was über Theer gesagt ist, betrifft Liebhaberei. Nach Aufzählung der bekannten chemischen Bestandtheile des Gases und der Nebenproducte folgt einiges über Selbstentzündung der Kohle auf Lager, und dann das zweite Capitel, die Darstellung des Gases. Der allgemeine Gang der Gasbereitung wird beschrieben, dabei der Druckmesser Erwähnung gethan, mit kurzer Erläuterung der Druckregistrirapparate. Es folgt verschiedenes über die Leuchtkraft, über Beurtheilung des Leuchtgases hinsichtlich seiner Qualität nach bekannten Arten und Apparaten, in Besonderem werden den verschiedenen Photometern und deren Anwendung einige Seiten gewidmet, dann über chemische Untersuchung des Gases gesprochen, wobei als die bemerkenswertheste Methode diejenige von Wurtz in New-York zu nennen ist. Auch über Naphtalin sind richtige Bemerkungen gegeben, jedoch die bedeutendste Abkühlung, welche bei freistehenden Gasbehälter-Oberflächen stattfindet, hierbei gar nicht erwähnt.

Das folgende dritte Capitel handelt über Retortenöfen und Vorlagen. Darin folgt die Beschreibung der Retorten, deren Anfertigung, Verschlüsse, ferner über Retortenöfen, ihren Einrichtungen nach Zahl der Retorten, mit gewöhnlicher Rostfeuerung, mit Generatorfeuerung nach Müller & Eichelbrenner, deren Heizmaterialien, das Ofen-Bedienungspersonal, deren Erfolge, der Chargir-Maschine nach Fowlis und verschiedenen erforderlichen Werkzeugen für den Betrieb. Es sind Zeichnungen in dem besonderen Atlas beigefügt.

Für den heutigen Standpunkt der Gastechnik ist die Beschreibung über die Ofenmauerung, ihrer Rostdimensionen, Ofenlage gegen einander, Ofenschornsteinquerschnitt und Zubehör, über Generatoröfen, über Ofenheizung durch Theer und Coks, über Leistungsfähigkeit der Retorten, das Bedienungspersonal der Oefen und damit Zusammenhängendes durchaus nicht mehr zutreffend. Die Zeichnungen selbst zeigen das mit dem Namen: „Morton'scher Retortenverschluss" gezeichnete Retorten-Mundstück nebst Deckel unrichtig; dasselbe wäre auch nicht dauerhaft in dieser Construction, wie auch die Ofengewölbe-Construction, ebenso wie diese Werkzeuge nur für kleinere Verhältnisse brauchbar sind. Die Construction der gusseisernen Vorlagen ist heute nicht mehr für neue Anlagen massgebend.

Es folgt nun in dem vierten Capitel die Beschreibung und die Benennung des Zweckes der Condensatoren und Scrubber nach bekannten älteren Einrichtungen, die neuesten sind nicht erwähnt.

Das fünfte Capitel handelt von den Exhaustoren; der Zweck derselben ist erläutert, und von den verschiedenen Arten Beschreibung kurz gegeben, wogegen den Körting'schen Exhaustoren grössere Erläuterung zu Theil geworden, während die Kolben-Exhaustoren gar nicht erwähnt sind. Es werden Regulirvorrichtungen für Exhaustoren besprochen, durch Zeichnung erläutert und Zweck nebst Einrichtung von einfachen und doppelten Bypassklappen gegeben. Der ungestörte Gang der selbstthätig wirkenden Apparate ist dahin gehend aufzufassen, dass alle solche Apparate (wenn auch nur gemeinschaftliche) wirkliche Aufsicht erfordern, welche bei eintretender Störung sofort eingreift.

Das sechste Capitel handelt über die Reinigung des Gases. Es werden die älteren Arten der Kalkreinigung und Bereitung nebst Anwendung der Laming'schen Masse beschrieben, worauf besondere Ausführung mit Zeichnung dem angeblich, aber nicht wahrscheinlich der Zukunft gehörigen Regenerativverfahren durch das Körting'sche Dampfstrahlgebläse gewidmet wird. Die Reinigung durch Raseneisenerz wird kurz erwähnt und dessen Erfolge betont. Einem geeigneten Regenerirraum ist keine besondere Aufmerksamkeit geschenkt, wodurch bedeutend bessere Resultate bei geringen Betriebskosten schon erzielt sind. Es sind Zeichnungen der einzelnen Apparate gegeben.

Das siebente Capitel enthält die Beschreibung und Zeichnung von Absperr-Vorrichtungen: Schieber (sogenannte Schleussen), trockene Ventile, Tellerventile und hydraulische Verschlüsse. Gleichzeitig ist der Clegg'sche Wechselhahn für Umstellung von vier Reinigern aufgeführt, als dessen Mangel genannt wird, dass beim Umstellen unreines Gas in das bereits gereinigte übertritt. Anderweitige und zweckmässigere, mit solchen Mängeln nicht behaftete Wechselapparate sind aber nicht erwähnt.

Das folgende Capitel erklärt durch Zeichnung und Beschreibung den Stationsgasmesser. Das neunte Capitel handelt über die Gasbehälter mit Zubehör. Es sind durch Zeichnungen und Beschreibung nach dem bekannten älteren System erläutert: zwei einfache freistehende Gasbehälter mit Bassin von 32^m^ bezw. 15^m^ Durchm. des Gasbehälters und ein Teleskop-Gasbehälter von 32^m^ Durchm. mit zugehörigem Gebäude. Ein Heizapparat für Gasbehälter-Wasser zum Schutz gegen Frost wird besprochen. Formeln für Bassinmauerstärken werden nach bekannten Regeln notirt, auch über Druck und Glockengewicht Einiges ausgeführt. Im zehnten Capitel sind die bekannten Druckregulatoren nach Clegg, solche mit Wasserbelastung und die verschiedenen Arten von Giroud'schen Regulatoren beschrieben und durch Zeichnungen erläutert. Eines Druckregistrirapparates zur Beobachtung des Gasdruckes in der Strassenrohrleitung wird — jedoch ohne Zeichnung — Erwähnung gethan.

Zum Bau einer Gasanstalt für 3000000^{cbm} Jahresproduction werden im nächsten Capitel allgemeine Regeln aufgestellt, die Grösse der Apparate und Anlage der Gebäude durch Grundzahlen berechnet und durch einen allgemeinen und Detailplan die Einrichtung situirt und gezeichnet. Mangelhafte Grundzahlen und Anordnung weisen darauf hin, dass dieser Plan nur älteren, unzweckmässig angelegten Anstalten entsprechend entnommen ist. Anlagekosten sind nicht genannt.

Das zwölfte Capitel handelt über die verschiedenen Röhren und Rohrleitungen; Berechnungen nach bekannten Regeln werden gegeben. Ueber Probe und Instandsetzen der Rohrleitungen nebst erforderlichem Werkzeug sowie Art ihrer Benutzung wird Zeichnung und Beschreibung gegeben, worauf das letzte Capitel folgt: Benutzung des Gases. Hierin wird über Gasmesser, deren Verbesserung durch Warner und Cowan, deren Prüfung durch Cubicirapparate, über alle Sorten Lampen, deren Einrichtung, der Candelaber und Consol-Laternen, Brennerrohr ond Brenner mit ihren Arten verhandelt und durch Zeichnungen vorgeführt. Es folgt noch die erforderliche Zahl der Flammen und deren Vertheilung in zu beleuchtende Räume, es werden nasse und trockene Regulatoren hinter Gasmesser und zu Strassenflammen, endlich Girond's Rheometer besprochen und Zeichnungen gegeben.

Als Anhang ist die Gasbereitung aus Petroleumrückständen beschrieben, und sind Zeichnungen zur Erläuterung beigegeben. Die einfache Einrichtung — Retortenofen, etwa Reinigung, Abkühlvorrichtung und Gasbehälter nebst Theerbehälter — wird kurz dargestellt und deren Nachtheile sowie Vorzüge besprochen. —

Hiernach ist das vorliegende Werk im Allgemeinen recht gut und geordnet ausgeführt, die zugehörigen Zeichnungen sind mit vielem Fleiss zusammengestellt. Es kann allen Jenen bestens empfohlen werden, welche über Gasbereitung sich orientiren und über allgemeine Einrichtung der Apparate sich Kenntniss verschaffen wollen. Specielle Berechnungen und Detailconstructionen der Apparate und Gebäude, ebenso Kostenanschläge über deren Einrichtungen sind nicht gegeben. Da ebenfalls die neuesten Erfolge und Resultate bei Gasanstalten nicht enthalten sind, so lässt sich ein Neubau von Gasanstalten danach nicht zur Ausführung bringen. C. S.

Bauwesen.

Die städtische Wasserversorgung von E. Grahn. I. Band, Statistik. Beschreibung der Anlagen in Bau und Betrieb. Auf Veranlassung des Vereines von Gas- und Wasserfachmännern Deutschlands zusammengestellt und bearbeitet. 320 S. Lex.-8. (Preis 8 M). München, 1878. K. Oldenbourg. —

Das Gebiet der städtischen Wasserversorgung ist in unserer Literatur bisher nur — mit wenigen Ausnahmen — in einzelnen Monographien und hin und wieder in Zeitschriften und Fachblättern erschienenen Abhandlungen cultivirt worden. In der Grahn'schen Arbeit liegt nun aber der erste Theil eines Sammelwerkes vor, wie es die Literatur keines Landes bis jetzt besitzt; ein Werk, das durch Gründlichkeit, Vollständigkeit und praktische Brauchbarkeit allen billigen Anforderungen entspricht. Dasselbe verdankt seine Entstehung zunächst einem Beschlusse des Vereines von Gas- und Wasserfachmännern Deutschlands, demzufolge im Jahre 1876 an sämmtliche Wasserwerke Deutschlands, der Schweiz und Oesterreichs Fragebogen ergingen, welche über die hauptsächlich in Betracht kommenden Punkte Auskunft bringen sollten. Hieraus und aus sonstigem Material, welches der Verfasser aus Monographien, persönlich auf Reisen und durch Privatcorrespondenzen sich verschaffte, ist in bisher nicht erreichter Vollständigkeit eine Statistik der Wasserversorgung von nahe 300 Orten, alphabetisch geordnet, zusammengestellt.

Die gemachten Angaben sind äusserst zuverlässig, wie sich Jeder überzeugen wird, der eine grössere Anzahl von Wasserversorgungen kennen gelernt hat. Trotz der Kürze, mit welcher im Allgemeinen der Gegenstand behandelt werden musste, vermisst man doch keine der wesentlicheren Angaben; alle wichtigen Dimensionen und Abmessungen sind mitgetheilt, eine Menge von Betriebsresultaten, viele Wasseranalysen, Wassertarife in den Beschreibungen enthalten, kurz, wir haben es hier mit einer äusserst fleissigen, sorgfältigen Arbeit zu thun, die jeder Bau- oder Betriebsbeamte mit Freuden begrüssen wird.

Ganz neu ist auch der geschichtliche Ueberblick über die Wasserversorgungen seit den ältesten Zeiten. Von den Brunnen und Cisternen der ersten Nomaden führt uns der Verfasser an den egyptischen und indischen Wasserkünsten vorbei zu den grossartigen und äusserst vollkommenen Wasserversorgungen der Römer, die zum Theil jetzt noch im Betriebe sind, zum Theil aber auch in ihren Ruinen das gerechte Erstaunen der Nachwelt erregen. Die Anlagen der späteren Zeiten, die künstlich complicirten Wasserwerke der späteren französischen Könige und die diesen von den kleineren deutschen Fürsten nachgeahmten Wasserkünste und die allmälig erfolgte weitere Entwickelung dieser Technik bis zur Jetztzeit sind in grösster Vollständigkeit in dem Werke enthalten.

Der II. Theil wird eine Vervollständigung des ersten Theiles umfassen, indem das vorhandene Material aus den grösseren Städten des Auslandes, zudem aber auch eine vergleichende Zusammenstellung, geordnet nach den Gegenständen, welche die Einrichtung und den Betrieb eines Wasserwerkes ausmachen, folgen soll. Der III. Theil endlich soll an der Hand des in den ersten Theilen gegebenen Materials die Frage beantworten: Wie soll man Wasserversorgungen anlegen und betreiben?

Möge das Versprechen, welches die Verlagsbuchhandlung in ihrem Prospecte giebt, dass der zweite und dritte Theil dem ersten baldigst folgen sollen, wirklich in Erfüllung gehen. L. Dff.

Eisenbahnwesen.

Strassenbahnen. Einiges über deren Concession und Gesetzgebung. Von H. Stüssi, Staatsschreiber. 91 S. (Preis 3 M.) Zürich, 1877. Orell Füssli & Co. —

Die Broschüre bringt ausser einer ganz lesenswerthen Vorrede, eine Zusammenstellung der in Belgien, Frankreich, Oesterreich und der Schweiz geltenden obrigkeitlichen Bestimmungen über die Ertheilung der Concession zum Betriebe von Strassenbahnen mit Mustern und Beispielen ertheilter Concessionen. R. Z.

Berichtigungen zu Heft 9.

Seite 425, Zeile 22 v. u. lies je statt ja.
" 427 " 34 v. o. " Fig. 3 statt Fig. 1.
" 427 " 35 v. o. " Fig. 1 und 2 statt Fig. 2 und 3.
" 427 " 12 v. u. " (Fig. 1 und 2) statt (Fig. 2 und 3).
" 428 " 8 v. o. ist „blos" wegzulassen.
" 428 " 18 v. o. lies Fig. 3 statt Fig. 1.
" 428 " 25 v. o. " Fig. 1 und 2 statt Fig. 2 und 3.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XXI sind nicht in 1/2, sondern in 1/4 nat. Gr. gezeichnet.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1878. Band XXII. Heft 12. Decemberheft.

Abhandlungen.

Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte.

Von **C. Wenger**, Civil-Ingenieur in Bonn.

(Vorgetragen in der Sitzung des Cölner Bezirksvereines vom 13. Mai 1878.)

(Hierzu Tafel XXVI bis XXVIII.)

Einleitung.

Seit der Einführung des Dampfes in die Marine in der ersten Hälfte dieses Jahrhunderts war man stets bemüht, die Anwendung hoch gespannten Dampfes zu ermöglichen, was aber nur nach vielen vergeblichen Versuchen und nach Ueberwindung von mancherlei Schwierigkeiten allmälig gelang.

Die Erreichung des ökonomischen Vortheils der Expansion für die Marinemaschine war das Ziel jener Bemühungen, welchen jedoch zwei, wie es schien, unüberwindliche Schwierigkeiten entgegentraten. Erstlich wollte es trotz aller Mühe nicht gelingen, eine unter allen Umständen befriedigend arbeitende Expansionseinrichtung für die Marinemaschine aufzufinden, und zweitens hat das zur Speisung der Kessel von Oceandampfern ausschliesslich zur Verfügung stehende Seewasser die schlechte Eigenschaft, dass seine festen Bestandtheile bei einer Temperatur von etwa 150° C. (300° F.) sich niederschlagen und den Kessel dadurch betriebsunfähig machen. Nur reines Wasser verlässt wie bekannt den Kessel in Form von Dampf, alle unreinen Bestandtheile des Seewassers bleiben daher zurück und müssen durch Abblasen aus dem Kessel entfernt werden. Der hauptsächlichste feste Bestandtheil des Seewassers ist das Kochsalz, wovon in 1000 Gewichtstheilen das rothe Meer 42, das mittelländische 38, der britische Canal und der atlantische Ocean 35,5, das schwarze Meer 21 und das baltische 6,6 enthält. Der Salzgehalt des Kesselwassers wird mittelst des Salinometers bei einer bestimmten Temperatur gemessen, und bei 7 bis 8 pCt. Salzgehalt ist ein Abblasen und Ersatz durch frisches Seewasser üblich, welche Manipulation bei Seedampfern ohne Oberflächencondensation einem Verlust von etwa 10 pCt. des Kohlenverbrauches gleichkommt. Je höher die Temperatur im Kessel, desto grösser ist der Niederschlag, wie schon der Umstand beweist, dass er über den Feuerungen am stärksten ist. Bei 150° C. erfolgt er so massenhaft, dass der Kesselbetrieb unmöglich wird. Dieser Temperatur entsprechen $3\frac{1}{2}$ Atm. Ueberdruck, und da man der Sicherheit des Betriebes wegen sich in ansehnlicher Entfernung von diesem gefährlichen Punkte halten muss, so war 2,66 Atm. Ueberdruck (40 Pfd. pro Quadratzoll engl.) die im Maximum zulässige höchste Dampfspannung.

Aber auch diesem Druck setzten sich noch praktische Bedenken entgegen und zwar die durch die Kofferform der Kessel bedingte Verankerung der Wände. Die Anker kommen für 2,66 Atm. Ueberdruck und wie üblich $9\frac{1}{2}$ bis 11^{mm}-Blechen so nahe zusammen, dass ein Befahren der Kessel behufs gründlicher Reinigung nicht mehr möglich ist.

An der Kofferform der Kessel glaubte man aus dem Grunde festhalten zu müssen, weil sie sich am besten der Schiffsform anpassen lässt, und so in einem geringen Raum eine möglichst grosse Heizfläche zu erzielen ist. Raum- und Gewichtsersparniss zu Gunsten der Nutzlast bezw. Ladungsfähigkeit sind aber Grundregeln für den Marine-Maschinenbau.

Der Kofferkessel als Vorgänger des Hochdruck-Marinekessels.

Werfen wir einen kurzen Rückblick auf die Kesselconstructionen wie sie noch vor zwölf Jahren allgemein üblich waren und zum Theil jetzt noch sind, so finden wir als Normalkessel die auf Taf. XXVI, Fig. 1 und 2, dargestellte Kofferform von zwei bis sechs Feuer pro Kessel variirend, häufig mit Dom, wie punktirt angegeben, ausgeführt.

Die Verbrennungsgase gehen vom Rost zunächst nach hinten in die Verbrennungskammer und von dort

durch eine entsprechende Anzahl horizontaler oder geneigt liegender schmiedeeiserner Röhren*) von 82 bis 102^{mm} (3¼ bis 4 Zoll engl.) äusserem Durchm. nach der Kesselfront zurück in die Rauchkammer, den Rauchfang und den Schornstein. Die meisten Kessel haben Wasserböden, d. h. zwischen den Böden der Feuerungen und dem Kesselboden ist noch ein Wasserraum von 16 bis 20^{cm} vorhanden, angeblich zur Erzielung einer besseren Wassercirculation.

In Wirklichkeit hat diese Construction nur Nachtheile, denn die Reinigung des Bodens von den Niederschlägen ist wegen der Stehbolzen und Anker nicht gründlich auszuführen, und eine Reparatur des Bodens ohne Heben des Kessels gar nicht möglich. Leider sind diese Böden häufig reparaturbedürftig, weil sie durch das scharfe Bilgewasser, welches sie beim Rollen des Schiffes mitunter bespült, einem starken Rosten ausgesetzt sind. Ausserdem wird das Totalgewicht der Kessel durch diese Böden und die Wasserschicht nicht unerheblich vermehrt.

In der Anordnung in Fig. 3 und 4 sind zwei Kofferkessel mit Wasserböden von je zwei Feuern neben einander gestellt mit gemeinschaftlicher Rauchkammer. Sie sind für einen Ueberdruck von 2 Atm. construirt, und um die Zugänglichkeit durch zu viele Anker nicht zu erschweren, thunlichst mit sich selbst tragenden runden Formen gebaut.

In richtiger Erkenntniss der Uebelstände der Wasserböden, die mit dem angeblichen Nutzen derselben in gar keinem Verhältniss stehen, hat man später auch vielfach die Kessel mit sogenannten trockenen Böden, wie in Fig. 5 und 6, 10 und 11 dargestellt, ausgeführt. In den Fig. 7, 8 und 9 sind einige andere sehr gebräuchliche Formen für Feuerungen ohne Wasserböden angegeben.

In den Fig. 5 und 6 ist ein Kofferkessel von 216^{qm} Heizfläche und 1,33 Atm. Ueberdruck (20 Pfd. engl.) für einen Flussdampfer dargestellt, der übrigens auch die Seereise von Newcastle on Tyne nach seinem Bestimmungsort, dem Nil, gemacht hat. Die Verbrennungsgase gehen hier vom Rost über eine Feuerbrücke direct in die dahinter liegenden Röhren, von da in die Rauchkammer und den Schornstein. Der Kessel musste in diesem Falle niedrig sein, erhielt dafür aber die doppelte Länge.

Die Verbrennungsgase werden häufig, nachdem sie die Röhren passirt haben, durch den Dampfraum des Kessels in den Schornstein geleitet, wie dies in Fig. 1 und 2, Taf. XXVI der Fall ist. Bei dieser Anordnung erhält der Rauchfang im Inneren des Kessels eine sehr complicirte, aus lauter schiefen Wänden zusammengesetzte Form, welche Schwierigkeiten in der Anfertigung und Verankerung verursacht und wiederum den Kessel bedeutend schwerer macht, während der einzige Vortheil des Dampftrocknens ebenso gut durch einen besonderen Ueberhitzer im Schornstein zu erreichen ist. Es empfiehlt sich daher, wie in Fig. 3 und 4, 10 und 11 angegeben, den Rauchfang ausserhalb des Kessels in die Höhe gehen zu lassen.

So lange man sich mit 1,33 bis 1,66 Atm. (20 bis 25 Pfd. engl.) Ueberdruck begnügte, waren die Kofferkessel mit den besprochenen Aenderungen recht praktische Dampferzeuger. Die Verankerung der meistens 9½ bis 11^{mm} dicken Kesselwände war bei diesem Druck in 410 bis 380^{mm} Entfernung angebracht, so dass die Kessel ziemlich gut für Reinigung und Reparatur zugänglich waren. Als man aber unter Beibehaltung der Kofferform bis auf 2,33 und 2,66 Atm. (35 und 40 Pfd. engl.) Ueberdruck ging, rückten die Anker auf 300 bis 250^{mm} zusammen, und jetzt konnten die Kessel höchstens noch von einem kleinen Jungen befahren werden, und wie es da mit der gründlichen Reinigung aussah, kann man sich leicht vorstellen.

Versuche zur Einführung des Hochdruckes in die Marine.

Seit der Erfindung des Oberflächencondensators durch Hall um das Jahr 1840 haben verschiedene englische Ingenieure sich mit der Aufgabe befasst, den Hochdruck in die Marine einzuführen. Einer der erfolgreichsten war Rowan, welcher 1858 einige Marinemaschinen nach Woolf'schem Princip mit Oberflächencondensation und Kessel für 6,66 Atm. (100 Pfd. engl.) Ueberdruck bei der bekannten Firma Rob. Stephenson & Co. in Newcastle on Tyne ausführen liess.

Der Erfolg war überraschend, denn die erzielten ökonomischen Resultate stehen auch heute noch unübertroffen da. Merkwürdig ist nur, dass man sich den zukünftigen Hochdruck-Marinekessel so überaus complicirt vorstellte. Auch Rowan war in diesen Irrthum verfallen, der zur Folge hatte, dass das ganze Princip des Hochdruckes, obschon durch Anwendung des Oberflächencondensators möglich, für die Marine als vorläufig unausführbar wieder aufgegeben wurde.

Rowan's Kessel bestanden aus einer Anzahl horizontal und vertical angeordneter Röhren von viereckigem Querschnitt, die von zwei ⊔ Eisen und zwei Deckplatten gebildet wurden und etwa 200 auf 200^{mm} im Lichten hatten. Das Ganze war von einem doppelten Blechmantel umgeben und der Zwischenraum mit feuerfestem Material ausgefüllt, während die Rohrsysteme den Rost von drei Seiten und von oben umgaben. Die Kessel waren zuerst vorzügliche Dampferzeuger, und die vortreffliche Meisterschaft der Ausführung, wie sie bei der Firma Stephenson immer üblich war, liess einen der wundesten Punkte, die Unzugänglichkeit für Reparaturen erst viel später erkennen, als man sich bereits mit dem Gedanken beruhigte, dass solche bei diesen Kesseln fast gar nicht vorkämen. Ferner waren die Röhren während des Betriebes nicht von Russ zu reinigen, so dass bei längeren Reisen die Verdampfungsfähigkeit der Kessel jeden Tag abnahm, und endlich war bei der Anordnung der Röhren an ein gründliches

*) Die durch einen Doppelkreis hervorgehobenen Rohre dienen zugleich zur Verankerung des Kessels.

Reinigen von den Niederschlägen, die sich selbst bei Oberflächencondensation immer noch bilden, nicht zu denken. Aus allen diesen Gründen wurden die Kessel nach höchstens einem Jahre ganz unbrauchbar.

Der Hochdruck-Marinekessel.

Der jetzt gebräuchliche Hochdruck-Marinekessel ist ebenso wie die dazu gehörige Woolf'sche Marinemaschine mit Oberflächencondensation die Erfindung von Niemand im Besonderen. Sie wurden fast gleichzeitig von verschiedenen leitenden Firmen zuerst gebaut und von den kleineren Fabrikanten nach ihrem ersten Erscheinen direct copirt, da ihre Einfachheit schon die Bürgschaft für den Erfolg in sich trug.

Wenn man die auf Taf. XXVI, Fig. 1 und 2, 3 und 4, dargestellten früheren Normal-Kofferkessel mit den jetzigen Hochdruck-Kesseln auf Taf. XXVII vergleicht, so muss es Verwunderung erregen, dass man das so nahe Liegende so weit entfernt suchte, denn durch Verwandlung der eckigen Formen des Kofferkessels in runde, ist der neue Normalkessel entstanden.

Der Vollständigkeit halber ist auf Taf. XXVII, Fig. 1 und 2 auch ein Hochdruckkessel mit einer Feuerung dargestellt, wie er an Bord kleiner Fluss-Schraubendampfer am Niederrhein und namentlich in Holland häufig zu finden ist. Dem sehr kleinen Dampfraum ist durch einen im Verhältniss zum Kessel sehr grossen Dom abgeholfen, so dass der Kessel doch befriedigend arbeitet.

Der Hochdruck-Marinekessel wird mit zwei oder drei Feuerungen ausgeführt, wie in den Fig. 3 und 4, 5 und 6 dargestellt, und es werden so viele von der einen oder anderen Art genommen, bis man die zur Grösse der Maschine nöthige Heizfläche erreicht hat.

Häufig wird er auch als Doppelkessel mit Feuerungen von beiden Seiten und gemeinsamer Verbrennungskammer für je zwei Feuer nach Taf. XXVII, Fig. 6 und 7, ausgeführt, wo er dann bei entsprechender Bedienung der Roste als Rauchverzehrer wirkt.

Bevor wir näher auf die Constructionsverhältnisse des Hochdruck-Marinekessels eingehen, ist es vielleicht hier am Platze, den jetzt gebräuchlichen Begriff von nomineller Pferdestärke zu fixiren.

Nach mancher Fehde zwischen Käufer und Verkäufer von Marinemaschinerie über die Art der Berechnung der Dampfcylinder für die nominelle Pferdestärke ist man an vielen Orten übereingekommen, alle Rechnung ausser Betracht zu lassen und je 25 Quadratzoll engl. Cylinderquerschnitt eine nominelle Pferdestärke zu nennen. Bei Woolf'schen Marinemaschinen ist die Summe der Querschnitte des Hoch- und Niederdruckcylinders in Quadratzoll dividirt durch 25 die Anzahl der nominellen Pferdestärken, gleichgiltig welche Dampfspannung, welche Gesammtexpansion und welche Kolbengeschwindigkeit die Maschine hat. Die einzige reelle Annahme ist die weitere Bestimmung, dass jede nominelle Pferdestärke vier indicirte Pferdestärken ausgeben soll.

Regeln zur Bestimmung des Arbeitsdruckes der Hochdruck-Marinekessel.

Alle Kessel, für Dampfer bestimmt, welche die englische Flagge tragen, müssen unter Aufsicht des Board of Trade-Inspectors gebaut werden. Es giebt keine allgemein giltigen Regeln als Richtschnur für diese Herren, doch werden die folgenden Formeln von dem Board of Trade zur Benutzung empfohlen, wobei alle Einheiten englische Zoll, Quadratzoll und Pfunde sind.

Da die Stärke der Kessel nach ihren schwächsten Punkten zu bemessen ist, so wird zunächst das Verhältniss der Stärke der soliden Blechplatte zu der Nietverbindung festgesetzt, wozu die beiden folgenden Formeln dienen:

$$(1)\quad \frac{\text{Entfernung der Nietmitten} - \text{Nietstärke} \times 100}{\text{Entfernung der Nietmitten}} =$$

Procentsatz der Stärke der Blechplatte an der Verbindungsstelle gegen das volle Blech.

$$(2)\quad \frac{\text{Querschnitt eines Niets} \times \text{Anzahl der Nietreihen} \times 100}{\text{Entfernung der Nietmitten} \times \text{Blechdicke}} =$$

Procentsatz der Stärke der Nietbolzen verglichen mit dem vollen Blech. Wenn nach Art der Nietverbindung die Niete zwei Abscheerungsquerschnitte haben, so ist der gefundene Procentsatz mit 1,5 zu multipliciren.

Die absolute Festigkeit der Blechplatten nehme man zu $23^t = 51\,520$ Pfd. engl. pro Quadratzoll (3626^k pro Quadratcentimeter) und von den Resultaten der Formeln (1) und (2) nehme man das kleinste, um es in die folgende Formel einzusetzen:

$$(3)\quad \frac{51\,520 \times \text{Procentsatz der Stärke der Verbindg.} \times 2 \times \text{Blechdicke}}{\text{Innerer Kesseldurchm. in Zoll} \times \text{Sicherheitscoefficient}} =$$

dem gesetzlich erlaubten Arbeitsdruck in engl. Pfd. pro Quadratzoll engl.

Wenn die Kessel aus bestem Material gemacht sind, die Nietlöcher an ihrem Platze durch alle Platten gemeinschaftlich gebohrt und die Bleche an allen Verbindungsstellen nur stumpf gestossen, an beiden Seiten aber mit Laschen von mindestens $^5/_8$ der Kesselblechdicke versehen sind und mindestens doppelte Vernietung haben, wenn ferner die Kessel während ihrer ganzen Constructionsperiode der Revision des Inspectors zugänglich waren, dann kann 6 als Sicherheitscoefficient in Formel (3) gebraucht werden.

Die Kessel müssen jedoch mit der hydraulischen Presse auf den doppelten Arbeitsdruck probirt werden in Gegenwart und zur vollen Zufriedenheit des Inspectors. Wenn obige Bedingungen jedoch nicht erfüllt sind, so müssen zu dem Sicherheitscoefficienten 6 die zutreffenden Additionen der folgenden Scala gemacht werden.

A) 0,15 zu addiren, wenn alle Löcher in den Längsverbindungen zwar gut, aber nicht nach dem Biegen an ihrem Platz gemeinschaftlich durchgebohrt worden sind.

B) 0,3 zu addiren, wenn alle Löcher in den Längsverbindungen zwar gut, aber vor dem Biegen einzeln gebohrt sind.

C) 0,3 zu addiren, wenn alle Löcher in den Längsverbindungen zwar gut, aber nach dem Biegen gestossen statt gebohrt sind.

D) 0,5 zu addiren, wenn alle Löcher in den Längsverbindungen zwar gut, aber vor dem Biegen der Bleche gestossen sind.

*E) 0,75 zu addiren, wenn in den Längsverbindungen nicht alle Löcher gut sind.

F) 0,1 zu addiren, wenn die Löcher in den Umfangsverbindungen zwar gut, aber nach dem Biegen nicht gemeinschaftlich gebohrt sind.

G) 0,15 zu addiren, wenn die Löcher in den Umfangsverbindungen zwar gut, aber vor dem Biegen gebohrt sind.

H) 0,15 zu addiren, wenn die Löcher in den Umfangsverbindungen zwar gut, aber nach dem Biegen gestossen statt gebohrt sind.

I) 0,2 zu addiren, wenn die Löcher in den Umfangsverbindungen zwar gut, aber vor dem Biegen gestossen statt gebohrt sind.

*J) 0,2 zu addiren, wenn die Löcher in den Umfangsverbindungen nicht alle gut sind.

K) 0,2 zu addiren, wenn die Längsverbindungen nicht mit Doppellaschen, sondern mit Ueberlappung aber doppelter Vernietung ausgeführt sind.

L) 0,1 zu addiren, wenn die Längsverbindungen nicht mit Doppellaschen, sondern mit Ueberlappung und dreifacher Vernietung ausgeführt sind.

M) 0,3 zu addiren, wenn die Längsverbindungen nur mit einfachen Laschen und doppelter Vernietung ausgeführt sind.

N) 0,15 zu addiren, wenn die Längsverbindungen nur mit einfachen Laschen und dreifacher Vernietung ausgeführt sind.

O) 0,1 zu addiren, wenn die Längsverbindungen an irgend einer Stelle nur einfache Vernietung haben.

P) 0,1 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit einfachen Laschen und doppelter Vernietung hergestellt sind.

Q) 0,2 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit einfachen Laschen und einfacher Vernietung hergestellt sind.

R) 0,1 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit doppelten Laschen und einfacher Vernietung hergestellt sind.

S) 0,1 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit Ueberlappung und doppelter Vernietung hergestellt sind.

T) 0,2 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit Ueberlappung und einfacher Vernietung hergestellt sind.

U) 0,25 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen mit Ueberlappung ausgeführt, die beiden Schüsse aber nicht an ihrem ganzen Umfange in einander geschoben sind.

V) 0,3 zu addiren, wenn die Umfangsverbindungen nicht mit Doppellaschen und doppelter Vernietung hergestellt sind für Kessel, welche vorn und hinten mit Feuerungen versehen oder sonst von ungewöhnlicher Länge sind.

*W) 0,4 zu addiren, wenn die Längsverbindungen nicht gehörig gegen einander versetzt sind.

*X) 0,4 zu addiren, wenn die Qualität der verwandten Bleche irgendwie zweifelhaft erscheint.

Y) 1,65 zu addiren, wenn der Kessel nicht während der ganzen Anfertigungsperiode der Revision des Inspectors offen stand.

Alle mit * bezeichneten Positionen können noch vermehrt werden, wenn die Arbeit oder das Material sehr zweifelhaft ist.

Aus dieser Scala ist ersichtlich, dass der für gute Kessel erlaubte Arbeitsdruck unter Umständen für fehlerhafte Ausführungen bedeutend vermindert werden kann. Es wird hierdurch eine lebhafte Anregung für gute Arbeit gegeben, da der directe Nutzen ziemlich gross ist. Marinekessel werden fast nie nach dem Gewicht, sondern wie die Maschinen pro nominelle Pferdestärke verkauft, und man kann deshalb bei genauer Befolgung aller Vorschriften für gute Ausführungen viel dünnere Bleche nehmen, da der Sicherheitscoefficient in diesem Falle = 6 ist.

Es resultirt hieraus nicht nur eine bedeutende Gewichtsersparniss, sondern es sind dünne Bleche auch leichter zu verarbeiten, haben ein besseres Wärmeleitungsvermögen, liefern also in den Feuerungen eine bessere Heizfläche, werden vom Wasser besser abgekühlt, halten sich daher auch in der Stichflamme ausgezeichnet und sind viel weniger Reparaturen ausgesetzt.

Die Bleche, welche an ihrem Platze gemeinschaftlich gebohrt sind, müssen nach dem Bohren aus einander genommen, der vom Bohren herrührende Grat entfernt und die Löcher an den Aussenseiten schwach versenkt werden.

Die Laschen müssen aus Blechen geschnitten werden von derselben Qualität wie die Kesselbleche selbst, und es ist die Verwendung von Flacheisen zu diesem Zweck ausgeschlossen. Die Laschen für die Längsverbindungen müssen senkrecht zur Walzrichtung der Bleche abgeschnitten werden. Die Nietlöcher der Laschen für Ausführungen, die nicht am Platze selbst gemeinschaftlich gebohrt werden, können wie die Kesselbleche selbst gestossen oder gebohrt werden.

Wenn einfache Laschen angewandt und die Nietlöcher gestossen werden, so müssen sie um $1/8$ dicker sein als die Platten, welche sie verbinden. Der Durchmesser der Niete darf nicht geringer sein als die Blechdicke des äusseren Kessels, und bei Verbindungen mittelst Ueberlappung oder einfacher Laschenverbindung ist es sogar nöthig, die Stärke der Niete grösser als die Plattendicke zu nehmen.

Der erlaubte Arbeitsdruck der einem Druck von aussen nach innen ausgesetzten Feuerrohre wird nach der folgenden Formel bestimmt:

a) Für Verbindungen mit Doppellaschen:

$$(4)\quad \frac{90000 \times \text{Blechdicke}^2}{L' \times \text{Durchm. des Feuerrohres in Zollen}} =$$

erlaubter Arbeitsüberdruck in engl. Pfd. pro Quadratzoll, wobei L' die Länge des Feuerrohres in Fuss. Diese Länge wird am Boden gemessen bis zum Ende der Verbrennungskammer oder bis zur hinteren Rohrplatte, wenn der untere Theil von da ab mit Stehbolzen versehen ist.

b) Für Verbindungen mittelst einfacher Ueberlappung und doppelter Vernietung ist in Formel (4) statt 90000 nur 70000 zu setzen.

Bei gegebenem Querschnitt der Stehbolzen oder Ankerstangen wird die Entfernung derselben nach der folgenden Formel gerechnet: Entfernung der Stehbolzen oder Anker

$$= \sqrt{\frac{5000 \times \text{Querschnitt der Anker in Quadratzoll}}{\text{Arbeitsdruck in Pfd.}}}.$$

Beispiel. Nehmen wir den auf Tafel XXVII, Fig. 5 und 6, dargestellten Marinekessel von 13 Fuss 6 Zoll Durchm. mit zölligen Platten doppelt genietet mit zölligen Nieten von $2^1/_2$ Zoll Entfernung der Nietmitten und nehmen die absolute Festigkeit = 51 250 Pfd. engl. pro Quadratzoll. Der Kessel soll in jeder Beziehung zu dem Factor 6 berechtigt sein. Nach Formel (1) ist dann:

$$\frac{2{,}5 - 1 \,.\, 100}{2{,}5} = 60,$$

d. h. die Stärke der Platte an der Verbindungsstelle ist 60 pCt. der Stärke der vollen Platte.

Nach Formel (2) ist:

$$\frac{0{,}7854 \,.\, 2 \,.\, 100}{2{,}5 \,.\, 1} = 62{,}8,$$

d. h. die Stärke der Niete ist 62,8 pCt. der Stärke des vollen Bleches.

Nach Formel (3) ist:

$$\frac{51520 \,.\, 0{,}60 \,.\, 2 \,.\, 1}{162 \,.\, 6} = 63{,}6,$$

d. h. ein Kessel von dieser Stärke erhält die Concession zu einem Ueberdruck von 63,6 Pfd. pro Quadratzoll engl. = 4,24 Atm.

Nach Fairbairn's Versuchen ist die Stärke von doppelt genieteten Verbindungen 70 pCt. der vollen Platte und daher die Berstungspressung für den Kessel:

$$\frac{51520 \,.\, 0{,}70 \,.\, 2}{162} = 445 \text{ Pfd. pro Quadratzoll.}$$

Die Sicherheit ist daher $\frac{445}{63{,}6} = 7$ fach.

Für das Feuerrohr einen Durchmesser von 38 Zoll und eine Länge von 7 Fuss und Blechdicke von $^7/_{16}$ = 0,4375 Zoll angenommen und in Formel (4) eingesetzt, giebt:

$$\frac{90000 \,.\, 0{,}4375^2}{7 \,.\, 38} = 64 \text{ Pfd.}$$

als erlaubten Arbeitsüberdruck.

Die Berstungspressung ist nach Fairbairn für das Feuerrohr:

$$P = \frac{806300\, K^{2{,}19}}{L\, D},$$

wo P die Berstungspressung, K die Blechdicke, L die Länge des Feuerrohres in Fuss und D die Weite desselben in Zollen bezeichnet. Es ist demnach:

$$P = \frac{806300 \,.\, 0{,}4375^{2{,}19}}{7 \,.\, 38} = 496 \text{ Pfd.}$$

Die Sicherheit ist daher $^{496}/_{64} = 7{,}7$ fach. Eine etwas grössere Sicherheit für das Feuerrohr ist vollständig gerechtfertigt, weil die geringste flache Stelle in demselben wesentlich seine Widerstandsfähigkeit alterirt.

Entwurf und Construction der Hochdruck-Marinekessel.

Die Eigenschaften, welche ein guter Marinekessel besitzen muss, sind:

1) Effectvolle Rost- und Feuerrohr Anordnung.

2) Eine gute Wassercirculation im Kessel.

3) Die Lieferung von trockenem Dampf ohne die Gefahr des Ueberreissens von Wasser bei normalem Betrieb.

4) Grosse Verdampfungsfähigkeit im Verhältniss zu dem verwandten Brennmaterial.

Um bei neu zu construirenden Marinekesseln diesen Anforderungen möglichst nahe zu kommen, dazu möge das folgende zum Theil von mir befreundeten tüchtigen Fachmännern und zum Theil in eigener fünfjähriger Praxis in dieser Branche gesammelte Material beitragen.

Die Anzahl und der Durchmesser der Feuerrohre soll für jeden zu construirenden Marinekessel so gewählt werden, dass die nöthige Heizfläche erlangt wird, ohne den Rost länger als im Maximum $1^m{,}70$ zu machen, wozu zwei Roststablängen vollständig ausreichen. Mit dieser Maximalrostlänge hört die Möglichkeit der guten Bedienung ganz auf und der Brennstoffverschwendung wird Thür und Thor geöffnet. Um eine bessere Uebersicht über die Feuerung zu haben, ist es angemessen, dem Rost nach hinten ein Gefälle von 80 bis 100^{mm} pro Meter zu geben; mehr ist unnöthig und bei runden Feuerungen auch nicht gut möglich.

Die Feuerrohre werden in der Regel aus zwei Platten gemacht, von denen die obere bis unter die Rostfläche an ihrer tiefsten Stelle reicht, um nirgends doppelte Blechdicken im Feuer zu haben, während sie die ganze Länge des Feuerrohres hat. Wenn sie mitunter der Länge nach aus zwei Theilen besteht, so werden die Platten zu Flanschen umgebördelt und mit einem Blechring dazwischen vernietet. Man hat damit die Nietverbingung ausserhalb des Feuers, nur einfache Blechdicken demselben direct ausgesetzt und zugleich einen Fairbairn'schen Versteifungsring für das Feuerrohr.

Diese Flanschverbindung ist in England sehr beliebt, während sie in Deutschland z. B. bei Cornwall-Kesseln ausgeführt, häufig Anlass zu Klagen gab, die sich aber höchst wahrscheinlich sämmtlich auf fehlerhafte Ausführung zurückführen lassen. Absolut erforderlich dazu sind: gute Bleche, keinen geringeren Krümmungshalbmesser als 25^{mm}, einen im Blechbiegen sehr

bewanderten Arbeiter und nicht über 11^{mm} dicke Bleche. Nach der zur Bestimmung des erlaubten Arbeitsüberdruckes gegebenen Formel (4) fällt die Blechdicke am kleinsten aus, wenn die Längsverbindung der Feuerrohre durch Doppellaschen erfolgt, weil dieselben auch am besten die genaue Kreisform des Rohrs sichern.

Dass die kleinste durch die Sicherheit bedingte Blechdicke für die Feuerrohre die beste ist, wurde schon im vorigen Abschnitt erwähnt. Der zulässige Durchmesser der Feuerrohre wird wesentlich durch die praktische Regel begrenzt, die Blechdicke derselben nie mehr als 11^{mm} ($^7/_{16}$ Zoll engl.) zu nehmen. Man wird dadurch von selbst vor dem Fehler bewahrt, zu viel Heizfläche auf einen Kessel concentriren zu wollen, und ist unter Beobachtung der Regel für die Rostlänge gezwungen statt z. B. eines grossen Kessels mit drei Feuerungen zwei kleinere Kessel mit je zwei Feuerungen anzuwenden — immer unter der Annahme, dass man das Beste liefern will.

Den Rost selbst betreffend, so hat noch keine Erfindung den einfachen gewöhnlichen Roststab in der Marine auf die Dauer mit Erfolg zu verdrängen vermocht, soviel auch dafür schon ausgedacht wurde.

Der freie Rostquerschnitt ist nach der Art des Brennstoffs verschieden; man nimmt im Allgemeinen für Anthracit $^1/_3$ oder besser soviel als möglich und für Steinkohlen $^1/_4$ der ganzen Rostfläche. Die Feuerthüren sind in der Regel mit regulirbaren Luftspalten versehen, und oft wird je nach Art der Kohle noch hinter der Feuerbrücke Luft eingelassen; beides geschieht, um eine möglichst vollkommene Verbrennung zu bewirken.

Die Heizfläche der Kessel wird pro nominelle Pferdestärke von 25 Quadratzoll Cylinderquerschnitt zu 20 Quadratfuss = 1^{qm},90 angenommen und die Rostfläche etwa $^1/_2$ bis $^3/_4$ Quadratfuss pro nominelle Pferdestärke, so dass das Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche sich ungefähr wie 1 : 40 bis 1 : 30 stellt, da ein Spielraum je nach Qualität des zur Verfügung stehenden Brennmaterials nöthig ist.

Die Feuerbrücke am hinteren Rostende ist so hoch aufzumauern, dass der freie Querschnitt für die Verbrennungsgase nicht mehr als $^1/_7$ der Rostfläche beträgt.

Der Uebergang vom Feuerrohr nach der hinteren Rohrplatte ist diejenige Stelle, an welcher der Kessel erfahrungsgemäss am meisten leidet, denn hier kommen die meisten Undichtheiten und Reparaturen vor. Man muss deshalb den Verbindungen an diesem Theil eine ganz besondere Aufmerksamkeit widmen und namentlich eine möglichst grosse Abrundung anbringen, niemals aber einen eckigen Uebergang.

Die Tiefe der Verbrennungskammer richtet sich einigermassen nach der Anzahl der vertical über einander stehenden Rohrreihen, welche zehn nie überschreiten soll, und es scheint 0^m,60 bis 0^m,65 ein passendes Mass zu sein. Auch ist es nöthig, dass man bequem an die Röhren kommen kann sowol zum Einziehen derselben als bei Reparaturen, und auch hierzu dürfte obiges Mass genügen.

Der äussere Durchmesser der Röhren variirt zwischen 82 und 102^{mm} und die erfahrungsgemäss vortheilhafteste Länge ist 24 bis 27mal den äusseren Durchmesser. Bei wesentlich kürzeren Röhren gelangen die Verbrennungsgase mit zu hoher Temperatur in den Schornstein, während bei längeren die mehr gewonnene Heizfläche so ziemlich werthlos ist, wie durch Versuche nachgewiesen wurde. Die lichte Entfernung zweier Röhren soll mindestens 25 bis 30^{mm} betragen und die Wanddicke ist ungefähr 3^{mm} ($^1/_8$ Zoll engl.) mit Ausnahme der als Anker dienenden Röhren, welche um die Gewindetiefe dicker sind. Diese Ankerröhren sind in die hintere Rohrwand eingeschraubt und an der vorderen durch niedere Muttern an beiden Seiten der Rohrplatte befestigt. Der lichte Querschnitt aller Röhren soll ungefähr $^1/_5$ der Rostfläche betragen und nie grösser als 1 : 4,5 sein.

Der Rauchfang ist geräumig zu machen und soll ohne plötzliche Verengungen möglichst direct in den Schornstein übergehen, dessen Querschnitt gleich dem der Röhren oder besser noch etwas grösser als dieser sein soll. Es ist bei den Hochdruckkesseln üblich, die Rauchfänge immer ausserhalb des Kessels in die Höhe gehen zu lassen.

Die Wassercirculation im Kessel wird wesentlich gefördert, wenn man für jedes Feuer eine besondere Verbrennungskammer anordnet und zwischen den zu den einzelnen Feuern gehörigen Rohrgruppen einen grossen freien Raum lässt, welcher zudem sehr werthvoll für das Reinigen der Kessel ist. Jede Rohrgruppe soll direct und möglichst symmetrisch angeordnet über ihrer Feuerung liegen und ganz besonders nicht zu weit nach der Seite reichen, welche vom Kamin entfernt liegt.

Der Normalwasserstand ist so zu wählen, dass die Wasserfläche gegen die Fläche, welche dem grössten Kesseldurchmesser entspricht, nicht zu sehr eingeengt ist, so dass der sich bildende Dampf in jedem Theile des Kessels möglichst vertical zur Oberfläche gelangen kann. Es empfiehlt sich deshalb, den Normalwasserstand nicht höher als $^1/_4$ des Durchmessers von oben zu legen. Hierdurch bestimmt sich nach dem angenommenen Rohrdurchmesser die Anzahl der verticalen Rohrreihen von selbst.

Die Dampfentnahme muss immer vertical über der Kesselmitte erfolgen, und die Anwendung eines im Verhältniss zum Kessel gut proportionirten Domes ist unter allen Umständen empfehlenswerth.

Wenn ein Ueberhitzer oder ein vom Kessel getrennter gemeinschaftlicher Dampfsammler für mehrere Kessel zugleich angewandt wird, so müssen die Verbindungsröhren sehr weit gewählt werden, um das Ueberreissen von Wasser zu verhindern.

Die Verankerung der flachen Kesselwände und die Lage der Mannlöcher ist so zu wählen, dass die Befahrung des Kessels zur Revision und Reinigung in allen Theilen verhältnissmässig bequem möglich ist.

Zur Regulirung des Zuges sind die Mündungen der Aschenfälle mit gut schliessenden Thüren zu ver-

sehen, um die Luftzuführung unter den Rost nach Bedürfniss zu regeln. Das Wasserstandsglas ist wegen der schwankenden Bewegung der Seeschiffe in der Kesselmitte anzubringen, und zwar so, dass der Normalwasserstand durch die Mitte der Glaslänge geht. Das Glasrohr soll etwa 45^{cm} lang sein. Zur Kesselspeisung dienen die von der Maschine getriebenen Speisepumpen und als Reserve die Dampfpumpe. Dieselben entnehmen ihr Wasser aus dem Oberflächencondensator, und von dem zur Condensation benutzten erwärmten Seewasser nur soviel, als durch Stopfbuchsen, Condensation in den Cylindern, Dampfmänteln u. s. w. verloren gegangen ist und daher ersetzt werden muss.

Das Speiseventil des Kessels ist am besten recht zugänglich in der Kesselfront etwa in der Höhe der Feuerthüren anzubringen und besteht meistens aus einem selbstwirkenden und einem abschliessbaren Ventil.

Oekonomische Resultate des Hochdruckes in der Marine.

Während die ersten Oceandampfer mit nur wenigen Pfunden Dampfspannung arbeiteten, eine Expansion deshalb nicht möglich war, ist der Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdestärke und Stunde bei guten Maschinen nie unter $2^k,_{72}$ (6 Pfd. engl.) gewesen.

Bei der Steigerung des Dampfdruckes auf 1,66 bis 2 Atm. (25 bis 30 Pfd.) Ueberdruck wurde durch den einfachen Schieber mit entsprechender äusserer Ueberdeckung in Verbindung mit der Coulisse eine Expansion vom Volumen 1 : 1,5 eingeführt, und damit ebenfalls bei guten Maschinen eine Reduction des Kohlenverbrauches auf $1^k,_{91}$ (4,2 Pfd. engl.) pro indicirte Pferdestärke und Stunde erzielt. Dies war für lange Jahre der Durchschnitts-Kohlenverbrauch der allerbesten transatlantischen Dampfer, und es schien in der That, als ob eine weitere Reduction nicht mehr möglich sei.

Durch die Einführung des Oberflächencondensators wurde der Hochdruck und durch das Woolf'sche Princip eine geeignete Expansionsvorrichtung für die Marinemaschine möglich, und seitdem ist der Kohlenverbrauch für gute Ausführungen noch auf die Hälfte herabgegangen und beträgt jetzt $0^k,_9$ pro indicirte Pferdestärke und Stunde.

Auf einem Quadratmeter Rostfläche werden in Marinekesseln gewöhnlich 72 bis 86^k Kohlen pro Stunde verbrannt und mit 1^k Kohlen 6 bis 9^k Wasser verdampft. Der Dampfverbrauch pro indicirte Pferdestärke und Stunde beträgt 8 bis 10^k.

Die Heizfläche pro indicirte Pferdestärke ist für das gewöhnliche Verhältniss guter Ausführungen, nach welchem eine nominelle Pferdekraft vier indicirte ausgeben soll, $0^{qm},_{4645}$ (5 Quadratfuss engl.), ist aber bei mir bekannten Fällen von vorzüglicher Ausführung auf $0^{qm},_{392}$ (4,25 Quadratfuss) gesunken, oder, was dasselbe ist, die Maschine indicirte 4,44 mal die nominelle Pferdestärke. Es ist dies als eine ganz vorzügliche Leistung anzusehen.

Der auf Taf. XXVIII, Fig. 1 und 2 im Massstab 1 : 20 dargestellte Marinekessel ist ebenfalls in seinem Effect als sehr gelungen zu bezeichnen, obgleich er in Bezug auf seine Verbindungen, welche sämmtlich nur mittelst Ueberlappung hergestellt sind, nicht mustergiltig genannt werden kann. Er gehört zu einem Dampfer von 180 Fuss Länge, 26 Fuss 6 Zoll Breite, 14 Fuss 11 Zoll Tiefe und 12 Fuss 8 Zoll mittlerem Tiefgang bei 600 Tonnen Last an Bord.

Die Dampfcylinder haben 23 und $42^1/_2$ Zoll Durchm. also $= \frac{415,4 + 1418,6}{25} = 73$ nominelle Pferdest. und 30 Zoll Hub. Die Maschine macht 66 bis 68 Umdrehungen pro Minute, hat 25 Zoll Vacuum und arbeitet mit 4,83 Atm. Ueberdruck. Das Verhältniss der Heizfläche des Kessels zur nominellen Pferdestärke ist das gewöhnliche, nämlich 20 Quadratfuss $= 1^{qm},_9$. Bei der Probefahrt legte der Dampfer 8,97 engl. Seemeilen in der Stunde zurück, und die Dampfentwickelung war so lebhaft, dass man durch theilweises Schliessen der Aschenfallthüren die Feuer dämpfen musste, damit trotz voller Geschwindigkeit der Maschinen der Dampf nicht auch noch seinen Weg durch die Sicherheitsventile nahm.

Nachdem der Dampfer zwei Jahre seine regelmässigen Fahrten gemacht hat, beträgt sein mittlerer Kohlenconsum $5^1/_2$ Tonnen in 24 Stunden, und die indicirte Pferdestärke 280 also fast das Vierfache der nominellen. Es ergiebt sich hieraus, dass auf dem Quadratmeter Rostfläche pro Stunde $68^k,_4$ (14 Pfd. engl. pro Quadratfuss) Kohlen verbrannt werden, und dass der Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdestärke und Stunde $0^k,_{83}$ (1,83 Pfd. engl.) beträgt, was als ein glänzendes Betriebsresultat zu bezeichnen ist.

Anfertigung und Dauer der Marinekessel.

Bei dem in Marinekesseln jetzt gebräuchlichen Ueberdruck von $4^1/_2$ bis 5 Atm. erhält der äussere Kesselmantel nicht selten eine Wandstärke von 25^{mm} und darüber, und die Herstellung dichter Verbindungen erfordert deshalb eine ganz ungewöhnliche Sorgfalt.

Sämmtliche Bleche werden, nachdem sie frei von Fehlern befunden worden sind, an allen vier Kanten auf besonderen Maschinen gehobelt und hierauf so genau gebogen, dass sie vollständig und ohne Spielraum auf einander passen. Es werden dann an den vorgezeichneten Stellen einige Löcher gebohrt, um den Mantel provisorisch zusammenschrauben zu können, und nachdem sämmtliche Verbindungen an ihrem Platze sind, erfolgt das Bohren mittelst grosser Radialbohrmaschinen.

Die Bleche werden, wie schon früher erwähnt, nach dem Bohren aus einander genommen, der Grat entfernt, die Löcher von den Aussenseiten schwach versenkt, und nun erfolgt nach dem Wiederzusammensetzen das Nieten mittelst der hydraulischen Nietmaschine unter einem Druck von 40000^k auf den Nietkopf. Der Kesselmantel hängt beim Nieten in einem Krahn, so dass er mit der grössten Leichtigkeit nach Wunsch gehoben, gesenkt oder gedreht werden kann.

Alle Nietverbindungen werden innen und aussen verstemmt, so dass schliesslich ein gut ausgeführter Marinekessel das vollkommenste Stück Blecharbeit ist, welches gemacht werden kann.

Leider ist die Dauer dieses Meisterwerkes der Kesselschmiedekunst, selbst wenn beim Gebrauch noch vorzügliche Wartung hinzutritt, keine sehr grosse zu nennen. Während fehlerhaft gebaute Kessel häufig schon nach ihrer ersten Reise einer grösseren Reparatur unterworfen und nach 1 bis $1^1/_2$ Jahren ausgewechselt werden mussten, ist die Dauer eines in jeder Beziehung guten Kessels auf höchstens 10 Jahre zu veranschlagen.

Die Röhren müssen nach 3 bis $3^1/_2$ Jahren erneuert werden und die obersten Rohrreihen noch öfter, da sie durch das Rollen des Schiffes theilweise von Wasser entblösst und so abwechselnd trocken und nass werden. Ausserdem leiden sie durch den Stoss des oft heftig umhergeschleuderten Wassers, wodurch auch der Kesselmantel nicht selten undicht wird.

Ueber die Ursachen der schnellen Zerstörung der Marinekessel ist man bei weitem nicht so im Klaren, wie es nöthig wäre, um an gründliche Abhilfe denken zu können. Viele auf Grund besonderer Erscheinungen entwickelte Theorien über die Ursache der schnellen Zerstörung der Bleche im Inneren der Kessel erweisen sich bei eingehender Prüfung in den meisten Fällen als ganz unzutreffend oder begründen nur locale Zerstörungen, ohne für die Allgemeinheit derselben einen verlässlichen Grund zu geben. Dass die in den Schmiermitteln öfter enthaltenen fettigen Säuren in manchen Fällen die Ursache der Zerstörung der Kesselbleche in der Nähe des Normalwasserstandes sind, wenn man Ansätze von Fett an diesen Stellen findet und darunter Zerstörung durch Rost wahrnimmt, erscheint zulässig. Da aber diese fettige Säure im Wasser unlöslich ist, so erklärt sie nicht im geringsten die gleichzeitige Zerstörung an den Feuerungen, Röhren und Rohrplatten, welche zum Theil weit unter der Wasserlinie liegen, oder gar solcher Theile, wo nur Dampf aber nie Wasser hinkommt, den Fall ausgenommen, dass der Kessel fehlerhaft construirt ist und Wasser mit übergerissen wird. Die besten bis jetzt bekannten Mittel zur Abschwächung der zerstörenden Wirkungen im Kesselinneren seit Anwendung der Oberflächencondensation bestehen darin, dass man beim Reinigen des Kessels stets einen dünnen Ueberzug von Kesselstein lässt und in der Anwendung von Zinkplatten von denen gewöhnlich 6 Stück je $0^{qm},1$ gross, 25^{mm} dick, im Wasserraum des Kessels vertheilt aufgehängt werden. Sie schützen den Kessel für die Dauer von 9 bis 12 Monaten und sind nach Ablauf dieser Zeit vollständig verschwunden.

Aufstellung der Kessel an Bord der Dampfer.

Bei Anwendung von einem bis vier Kesseln wird die Axe der Kessel in der Regel parallel mit dem Schiffskiel gelegt. Zwei Kessel legt man gewöhnlich neben einander wie auf Tafel XXVII, Fig. 3 und 4, dargestellt, und leitet sie in einen gemeinschaftlichen Schornstein. Die Zahl drei wird man in der Regel vermeiden können, und bei vier Kesseln nimmt man häufig zwei Doppelkessel mit einer je zwei Feuern gemeinschaftlichen Verbrennungskammer, oder, was vorzuziehen ist, man stellt vier einfache Kessel mit dem Rücken 60^{cm} von einander auf und führt die Rauchfänge über den Kesseln in einen gemeinschaftlichen Schornstein.

Sind mehr als vier Kessel erforderlich, wie beispielsweise an Bord der grössten transatlantischen Dampfer, so ist auch dann noch bei Anwendung von zwei Schornsteinen die erwähnte Aufstellung möglich und wegen der geringeren Schwankungen des Wasserspiegels in den Kesseln empfehlenswerth. Man wählt in diesem Fall aber häufig die Aufstellung so, dass die Axe der Kessel senkrecht zur Kielrichtung steht, mit einem gemeinschaftlichen Heizraum in der Mitte, oder es stehen auch die Kessel mit den Rücken gegen einander und haben an den Schiffsseiten zwei getrennte Heizräume. Auch die schon früher erwähnten Doppelkessel (Taf. XXVII, Fig. 6 und 7) können in dieser Weise aufgestellt werden.

Wie auch die Aufstellung gewählt werden mag, stets ist darauf zu achten, dass der Heizraum eine seinem Zweck entsprechende Grösse hat, damit alle für die Beschickung der Feuer nöthigen Manipulationen in bequemer Weise ausgeführt werden können.

Es soll ferner für gute Ventilation des Heizraumes gesorgt werden, um einestheils den Heizern den Aufenthalt so erträglich wie möglich zu machen, anderentheils den Feuern die zur vollkommenen Verbrennung nöthige Luftmenge zuzuführen.

Ferner soll die Aufstellung der Kessel derart sein, dass sie äusserlich von allen Seiten für Reparaturen leicht zugänglich sind, die Dampfleitungen nicht unnöthig lang werden und die Kohlenräume zweckmässig zu liegen kommen. Wie bedeutend die Kohlenersparniss an Bord transatlantischer Dampfer durch Einführung des Hochdruckes geworden ist, möge das folgende Beispiel zeigen:

Der Tonnengehalt der neueren Dampfer ist annähernd = 3000, die nominelle Pferdestärke bei vielen = 500 und wenn man für gute Ausführungen die indicirte Pferdestärke = 4 . 500 = 2000 setzt und den Kohlenconsum pro indicirte Pferdestärke und Stunde vor Einführung des Hochdruckes wie früher erwähnt = $1^k,91$ nimmt, so ist der stündliche Verbrauch 1,91 . 2000 = 3820^k oder $91\,680^k$ in 24 Stunden gewesen. Eine zehntägige Reise, beispielsweise von Queenstown nach New York, angenommen und den Kohlenconsum auf rund 92 Tonnen in 24 Stunden gesetzt, so musste der Dampfer an Kohlen einnehmen:

Für Verbrauch 92 . 10 =	920	Tonnen
Reserve etwa 20%	180	„
	1100	Tonnen.

Dieses enorme Quantum reducirt sich jetzt für Hochdruck- und Woolf'sche Maschinen auf $0^k,9$ pro indicirte Pferdestärke und Stunde, daher für unseren Fall auf 0,9 . 2000 = 1800^k oder $43\,200^k$ in 24 Stunden.

Der Dampfer muss daher an Kohlen einnehmen:

Für Verbrauch 43,2 . 10 = 432 Tonnen

Reserve 20% 88 „

Zusammen 520 Tonnen.

Die Ersparniss beträgt mithin für eine einzelne Fahrt 580 Tonnen, welche an Kohlen weniger und an Nutzlast mehr eingenommen werden können. Gewiss ein grossartiger Erfolg!

Ein weiterer Vortheil resultirt daraus, dass auch die Rost- und Heizflächen reducirt bezw. die Kessel kleiner genommen werden können. Während früher für die nominelle Pferdestärke 25 Quadratfuss Heizfläche angesetzt wurden, findet man jetzt 17 bis höchstens 20 Quadratfuss für genügend, und während das Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche sonst etwa 1 : 25 war, ist jetzt ein Verhältniss von 1 : 40 ganz ausreichend, wie der Taf. XXVIII, Fig. 1 und 2, dargestellte Kessel und seine Resultate beweisen.

Der Nachtheil, dass der cylindrische Marinekessel mehr Raum beansprucht als der Kofferkessel, wird durch seine geringere Grösse für dieselbe nominelle Pferdestärke daher schon vollständig ausgeglichen, und die wie erwähnt mögliche Reduction der Kohlenräume bleibt reiner Gewinn.

Probefahrten.

Ich möchte hier auf eine Praxis aufmerksam machen, welche sehr geeignet ist, bei der Marinebranche Fernstehenden die Meinung zu erregen, als ob die von mir angegebenen Maximalleistungen schon vielfach übertroffen worden wären.

Sehr oft liest man Berichte über Probefahrten, bei denen 6 bis 7mal die nominelle Pferdestärke indicirt und der Kohlenverbrauch mit vielleicht $0^k,6$ pro indicirte Pferdestärke und Stunde angegeben ist.

Wie ein solches Resultat erzielt wird, will ich kurz andeuten: In manchen Schiffsbaudistricten ist es üblich, für die nominelle Pferdestärke 30 Quadratzoll Cylinderquerschnitt statt 25 zu nehmen. Um nun auf der Probefahrt möglichst oft die nominelle Pferdestärke zu indiciren, geht man häufig bis zu 32 Quadratzoll, da eine Vergrösserung des Cylinderdurchmessers um einige Zoll ja nicht viel kostet. Die Heizfläche entsprechend zu vergrössern, so dass das Verhältniss von 20 Quadratfuss Heizfläche für 25 Quadratzoll Cylinderquerschnitt wieder hergestellt würde, unterlässt man jedoch als zu kostspielig und da es sich ja nur um die kurze Probefahrt handelt. Wenn man nun bei 25 Quadratzoll Cylinderquerschnitt viermal die nominelle Pferdekraft indicirt, so ist es nur dieselbe Leistung, wenn man sie bei 31,25 Quadratzoll Cylinderquerschnitt 5mal indicirt.

Um sie bei der officiellen Probefahrt 6 bis 7mal zu indiciren, verfährt man in folgender Weise:

Am Strande ist an einer passenden Stelle in jedem Schiffsbaudistrict von der Behörde eine Entfernung von einer Seemeile = $1855^m,2$ ein für allemal abgesteckt zum Zwecke des Erprobens der Geschwindigkeit der Dampfer.

Ehe man die gemessene Meile durchläuft, werden die „Vorbereitungen“ dazu getroffen: man reducirt das Condensationswasser auf ein Minimum, um das Speisewasser auf etwa 55° C. erwärmt in die Kessel zu bringen, welche alle genügend Wasser erhalten, um während der Probe keiner Speisung zu bedürfen. Die Sicherheitsventile werden so belastet, dass sie erst bei 5 bis 10 Pfd. über der normalen Spannung abblasen, und man nimmt von vorn herein nur tüchtige Feuerleute und gute Kohlen an Bord. Einige Minuten vor Einfahrt in die gemessene Meile ist Alles in Ordnung und die Maschine wird in den möglichst rasenden Gang gebracht, wobei man zur Vorsorge gleich tüchtig Wasser auf die Lager laufen lässt.

Eine Geschwindigkeit von nur 10 Seemeilen pro Stunde angenommen, ist die gemessene Meile in 6 Minuten durchlaufen. Die Geschwindigkeit wird so lange ermässigt, bis der Dampfer gedreht ist, um die Meile auf dem Rückwege nochmals zu durchlaufen, wo sich dann dasselbe Manöver wiederholt und jedesmal fleissig Indicatordiagramme genommen werden, welche auf diese Weise nicht selten 7mal die nominelle Pferdestärke ergeben.

Ist die erreichte Geschwindigkeit befriedigend, — was meistens auf diese Weise der Fall ist — so ist die officielle Probe der Maschine nach zweimal sechs Minuten zu Ende, und es beginnen nun noch Proben der Manövrirfähigkeit u. s. w., so dass der Dampfer meistens 6 Stunden und noch länger auf See ist.

Der Kohlenverbrauch während dieser Zeit wird sorgfältig notirt, die bei den 12 Minuten der eigentlichen Geschwindigkeitsprobe durch den Indicator erhaltene Zahl der Pferdestärken als mittlere Leistung während der 6 Stunden gerechnet, und damit ist der geringe Kohlenverbrauch constatirt.

Wol die meisten abnorm günstigen Resultate sind auf diese oder ähnliche Praxis zurückzuführen, welche als eine höchst verwerfliche zu bezeichnen ist und auch nur zum Zweck der Reclame für den Erbauer oder das Schiff selbst dient, wenn es in eine frequente Route eingestellt wird.

Nachträglich zeigen sich dann die Uebelstände, die Heizer klagen, dass sie den Dampf nicht halten können, was häufig, wie schon erwähnt, an dem zur Heizfläche übermässig grossen Cylinderquerschnitt liegt. Die Lager werden durch den rasenden Gang bei der Probefahrt trotz Wasserkühlung häufig heiss, so dass man nicht selten von da ab immer Wasser zuleiten muss, um sie kalt zu halten. Wenn man nach einiger Zeit den mit $0^k,6$ pro indicirte Pferdestärke aus der Probefahrt hervorgegangenen Dampfer untersucht, so darf man sich nicht wundern, einen ganz unverhältnissmässig grösseren Kohlenverbrauch zu finden.

Die seit Einführung des Hochdruckes bis jetzt auf reellem Wege mit der Marinemaschine erzielten ökonomischen Resultate sind durchaus zufriedenstellend, zumal unter Rücksichtnahme auf das auch bei Oberflächencondensation und längeren Reisen häufig noch

nöthige Salzabblasen, welches immerhin einen in Betracht zu ziehenden Verlust verursacht, der durch die im Vergleich zu vielen Landkesseln noch immer grossen Niederschläge bei längeren Reisen noch vermehrt wird.

Es soll hiermit nicht gesagt sein, dass eine weitere Verringerung des Kohlenverbrauches undenkbar ist, sondern nur, dass der Weg des Schwindels bei Probefahrten zur Erreichung dieses Zweckes nicht der richtige ist.

Stahl-Marinekessel.

In der letzten Zeit ist man bemüht, den Dampfdruck bis auf 7 Atm. und darüber zu erhöhen und hat dafür als Kesselmaterial den Stahl in Aussicht genommen, der nach praktischen Versuchen jetzt genügend homogen dargestellt wird, um seine Verwendung zu einem so wichtigen Gegenstand, wie ein Marinekessel ist, ohne Bedenken zu gestatten. Es ist der sogenannte weiche Stahl (mild steel), welcher zu diesem Zwecke verwandt wird und eine durchschnittliche absolute Festigkeit von 4415^k pro Quadratcentimeter (28 Tonnen pro Quadratzoll engl.) hat.

Obschon es auch Stahlbleche von einer absoluten Festigkeit von 7000^k pro Quadratcentimeter giebt, so sind dieselben zu Dampfkesseln nicht zu gebrauchen, da man sich auf die Verbindungen durch Nietung bezüglich ihrer Festigkeit gar nicht verlassen kann, weil durch die Nietlöcher, selbst wenn sie gebohrt werden, die Festigkeit dieses Materials in ganz unzuverlässiger Weise alterirt wird.

Im Herbst 1877 („Engineering“, Jahrg. 1878, S. 310) bestellte eine Rhederfirma in Newcastle on Tyne bei einem dortigen Schiffbauer einen Stahldampfer, welcher Kessel ebenfalls ganz aus Stahl von der Landore-Siemens-Steel Company erhalten soll.

Das Schiff wird beim Lloyd versichert, und deshalb müssen Maschine und Kessel unter der speciellen Aufsicht des Maschinendepartements dieser Gesellschaft gebaut werden.

Die Kessel sind in Form und Dimensionen ähnlich dem auf Taf. XXVII, Fig. 5 und 6, dargestellten und erhalten 13 Fuss 3 Zoll Durchm., 10 Fuss 8 Zoll Länge, drei Feuerrohre von 3 Fuss 3 Zoll Durchm. und sollen mit einem Ueberdruck von 4,33 Atm. arbeiten, während die Gesammtheizfläche eines Kessels 175^{qm} (1880 Quadratfuss engl.) ist. Die in Vorschlag gebrachten Blechdicken waren:

Kesselmantel statt $^7/_8$ Zoll Eisen $^{11}/_{16}$ Zoll Stahl = 21,43 pCt. Reduction.

Kesselböden statt $^3/_4$ Zoll Eisen $^9/_{16}$ Zoll Stahl = 25 pCt. Reduction.

Feuerrohre und Verbrennungskammer statt $^1/_2$ Zoll Eisen $^7/_{16}$ Zoll Stahl = 12,5 pCt. Reduction.

Rohrplatten statt $^3/_4$ Zoll Eisen $^{11}/_{16}$ Zoll Stahl = 8,33 pCt. Reduction.

Diese Dicken wurden vom Lloyd als ein Experiment unter den folgenden Bedingungen genehmigt:

1) Dass unter den Kesselplatten beliebig herausgenommene Proben eine absolute Festigkeit von 26 bis 30^t pro Quadratzoll zeigen müssten;

2) dass ein Muster einer Horizontalverbindung angefertigt und bei der Probe auf absolute Festigkeit eine Stärke von 74 pCt. der vollen Platte haben müsse;

3) dass von jeder Platte, welche für die Feuerrohre, Verbrennungskammer und Rohrwände gebraucht wird, ein Abschnitt gewissen Härtungs- und Biegungsproben unterworfen werden und dieselben zur Zufriedenheit bestehen müsse;

4) dass durch Experiment nachzuweisen sei, dass flache Stahlplatten mit der vorgeschlagenen Reduction der Dicke und in gewöhnlicher Weise verankert so viel Widerstand gegen Ausbiegen bei der hydraulischen Druckprobe zeigen wie die entsprechend dickeren schmiedeeisernen Platten.

Es wurde beschlossen, auf diese Bedingungen einzugehen, Stahlniete zu nehmen und trotz bedeutender Mehrkosten auch Stahlröhren zu verwenden.

I. Absolute Festigkeit. 17 verschiedene Proben wurden genommen, wovon drei an der Befestigungsstelle rissen, während 14 gut befunden wurden.

Die mittlere absolute Festigkeit dieser 14 Proben war 28^t,7 pro Quadratzoll, und mit einer Ausnahme zeigten sie eine bemerkenswerthe Gleichmässigkeit der Structur. Die Elasticität ging bei 16^t,6 verloren oder bei 58 pCt. der Bruchbelastung. Die Verlängerung bis zum Bruch betrug 26,5 pCt. der ursprünglichen Länge der Stücke.

II. Längsverbindungen. Es wurden genaue Muster der beabsichtigten Längs- oder Horizontalverbindungen der Kessel von $^{11}/_{16}$ Zoll dicken Stahlblechen mit $^1/_2$zölligen Doppellaschen, doppelter Vernietung, $1^1/_{16}$zölligen Nieten und 4 Zoll Entfernung der Nietmitten hergestellt. Die Nietlöcher wurden, wie es auch für die Anfertigung beabsichtigt war, gemeinschaftlich gebohrt und die Festigkeit der Verbindung auf 74,4 pCt. des vollen Bleches gerechnet.

Nach einigen missglückten Versuchen infolge fehlerhafter Nietanordnung wurde die Festigkeit der Verbindung zu 75,32 pCt. der vollen Blechplatte constatirt unter Annahme von 28^t pro Quadratzoll Bruchbelastung für letztere. Dieses Resultat war so zufriedenstellend, dass der beabsichtigte Ueberdruck von 4,33 Atm. erlaubt wurde. Bei sämmtlichen Proben wurde eine bedeutende Streckung der Verbindungen bemerkt, ehe der Bruch eintrat, und man ist deshalb zu der Annahme berechtigt, dass solche aus weichem Stahl hergestellte Kessel durch Strecken bei übermässigem Druck leck werden und so sich vom Druck befreien, lange bevor eine Explosion eintreten kann.

Dieser Schluss wird unterstützt durch die bei den Versuchen über absolute Festigkeit wahrgenommene bleibende Verlängerung, wenn der Zug 16^t,8 pro Quadratzoll überstieg. Wenn die Löcher in diese weichen Stahlbleche gestossen statt gebohrt werden, so wird das Material um das Loch derart geschädigt, dass die Festigkeit um 35 bis 51 pCt. verringert wird, während durch

Bohren nur ein Verlust von höchstens 2 pCt. stattfindet. Werden jedoch die Bleche nach dem Stossen der Löcher ausgeglüht, so wird die volle frühere Festigkeit wieder hergestellt. Bevor man sich definitiv zur Annahme von Stahlnieten entschloss, wollte man noch Gewissheit darüber haben, ob dieselben durch das Erhitzen im Feuer und nachheriges Abkühlen beim Nieten mittelst der hydraulischen Nietmaschine nicht spröde würden. Zu dem Ende wurde eine gewöhnliche doppelte Lappverbindung hergestellt, die eine Nietreihe von Landore Siemens-Stahl von der Qualität der Kesselbleche und die andere mit Nieten aus bestem Schrotteisen. Die Vernietung geschah wie üblich mit Tweddell's hydraulischer Nietmaschine unter 40ᵗ Druck auf den Nietkopf. Hierauf wurde in der gewöhnlichen Weise unter Benutzung eines 11 Pfd. schweren Hammers abwechselnd von denselben Leuten ein Stahl- und ein Eisen-Nietkopf abgeschlagen. Das Resultat war, dass die Stahl-Nietköpfe von zölligen Nieten beim 16. und die eisernen beim 10. Schlag absprangen, erstere also 37,5 pCt. mehr aushielten. Bei $^3/_4$zölligen Nieten war das Verhältniss 6 zu 3,5 oder 41,6 pCt. höher für die Stahlniete, welche demnach den Vorzug erhielten. Bei der darauf erfolgten Anfertigung der Kessel wurde auch nicht ein Stahlniet unbrauchbar und die Kessel waren bei der Dampf- und hydraulischen Probe vollständig dicht.

III. Härtungs- und Biegungsversuche. Die Abschnitte der Platten, welche im Kesselinneren verwandt werden sollten, wurden bis zum Dunkelrothglühen gebracht und in Wasser von 28° C. abgekühlt. Hierauf wurden sie zu einem Radius von $1^1/_2$mal der Plattendicke kalt gebogen, welche Probe sie ganz ausgezeichnet bestanden. Eine Platte von 50^{cm} Vierkant wurde in zwei Theile geschnitten, die eine Hälfte 50mal zu Dunkelrothglühhitze gebracht und ebenso oft plötzlich in kaltem Wasser abgekühlt. Dann wurden mit den beiden Hälften weitere Biegungs- und Festigkeitsversuche gemacht, welche für beide Theile gleich günstige Resultate ergaben, so dass der 50fache Abkühlungsprocess der einen Plattenhälfte keinen wahrnehmbaren Nachtheil gebracht hatte.

IV. Versuche mit flachen verankerten Wänden. Zwei geschlossene Blechkasten von 71^{cm} Vierkant, 23^{cm} hoch wurden angefertigt, der eine aus Eisenblech 12^{mm},5 ($^1/_2$ Zoll engl.) dick mit 9 eisernen Schraubenstehbolzen von 38^{mm} ($1^1/_2$ Zoll) Durchmesser und vernieteten Köpfen 23^{cm} aus einander. Der andere Kasten war aus Stahlblech 11^{mm} ($^7/_{16}$ Zoll) dick mit 9 stählernen Schraubenstehbolzen von 35^{mm} ($1^3/_8$ Zoll) und vernieteten Köpfen 23^{cm} Mitteldistanz.

Bei den Stahlplatten begann die Ausbiegung schon bei 8,66 Atm. Ueberdruck gegen 13 Atm. bei den eisernen. Bei 28 Atm. war die Ausbauchung bei den Stahlplatten an einzelnen correspondirenden Stellen 8mal so gross wie an den eisernen. Die Berstung erfolgte in beiden Kasten am mittleren Stehbolzen bei 36,66 Atm. Druck, fast in Uebereinstimmung mit der Rechnung, welche 34,2 Atm. ergab, und zwar durch Nachgehen des Nietkopfes, ohne dass sich Risse in den Platten zeigten.

Das frühe Ausbauchen der Stahlplatten zeigt, dass es rathsam ist, die Schraubenbolzen mit Unterlegscheiben und Muttern statt mit Nietköpfen zu versehen. Es wurden also hierauf zwei neue Blechkasten genau wie die ersten und nur mit dem Unterschiede ausgeführt, dass an Stelle der Nietköpfe auf den Stehbolzen, Unterlegscheiben und Muttern traten. In den Stahlblechen begann die Ausbauchung bei 17,3 Atm. und bei den Eisenplatten bei 26 Atm. Bei 39 Atm. war die Ausbauchung bei den Stahlplatten an einzelnen correspondirenden Stellen 6mal so gross wie an den eisernen.

Die Berstung des Stahlkastens erfolgte bei 60 Atm. Ueberdruck, des eisernen bei 66,66 Atm. und zwar bei beiden durch Nachgehen der Winkeleisenverbindungen der Kasten. Keiner der Schraubenbolzen war beschädigt und nur einzelne Muttern zeigten Risse, während die Blechplatten ganz unversehrt blieben.

Dieser Versuch zeigt klar den grossen Vortheil der Anwendung von Muttern auf den Schraubenstegen gegen die vernieteten Köpfe und ebenso, dass die reducirten Dicken der Stahlbleche und Bolzen dieselbe Sicherheit gewähren wie die entsprechend dickeren eisernen. Die fraglichen Kessel wurden deshalb auch mit Muttern auf den Schraubenstegen ausgeführt.

Stahl scheint demnach auch für Dampfkessel im Allgemeinen das Material der Zukunft zu sein, und wenn man aus diesen mit grosser Sorgfalt angestellten Versuchen einen Schluss ziehen darf, so kann bei Verwendung von Siemens-Stahl die Blechdicke um 25 pCt. reducirt oder entsprechend höhere Dampfspannung angewandt werden, ohne zu dem oft angewandten Mittel von unsinnigen Blechdicken greifen zu müssen. Das letztere Mittel führt nicht nur zu Kohlenverschwendung, sondern erhöht auch die Explosionsgefahr, weil die Bleche da, wo sie der grössten Hitze ausgesetzt sind, wegen ihrer grossen Dicke vom Wasser im Inneren nicht genug abgekühlt werden können und deshalb leicht Blasen bekommen oder einfach soweit abbrennen, bis das Wasser sie genügend abkühlen kann.

Versuche mit einem cylindrischen Stahlkessel. (Siehe „Engineering", Jahrg. 1878, S. 305.) Ein Kessel von 1^m,320 Durchm. mit 12^{mm},5 dicken Blechen doppelt genietet, mit Doppellaschen, 19^{mm} Nieten und 57^{mm} Nieteintheilung aus Siemens-Stahl wurde einem hydraulischen Druck bis zu 53 Atm. ausgesetzt, ohne Zeichen von Berstung zu zeigen. Bei diesem Druck wurde das Lecken des Kessels durch die schon erwähnte dem Siemens-Stahl eigenthümliche Streckung des Materials so stark, dass trotz fortgesetzten Pumpens der Druck nicht mehr stieg.

Die Explosionsgefahr wird deshalb bei Kesseln aus diesem Material bedeutend vermindert werden.

Um den schwächsten Punkt der Kessel, nämlich die Längsverbindungen, ganz zu beseitigen, beschäftigt man sich eben mit der praktischen Ausführung der Idee, Cylinder von einem gewünschten Durchmesser und zwar

bis zu $3^{m},350$ aus einem Stück zu walzen, ähnlich wie dies bei Bandagen für Eisenbahnwagenräder schon längst geschieht. Eine Reduction der Blechstärken um mindestens 25 bis 30 pCt. bei gleicher Sicherheit, würde die directe Folge sein, denn aus den Fairbairn'schen Versuchen geht hervor, dass, wenn man die absolute Festigkeit der vollen Blechplatte = 100 setzt, die der doppelten Vernietung = 70 und der einfachen = 56 ist.

Zur Verstärkung der Feuerrohre ist von Fox, wie es scheint mit gutem Erfolg, gewelltes Blech angewandt worden, und es haben seine patentirten gewellten Feuerrohre (Corrugated Furnaces) in England bei stationären Kesseln bereits eine ziemlich verbreitete Anwendung gefunden.

Es ist daher nicht zu verkennen, dass in der neuesten Zeit bedeutende Fortschritte in der rationellen Anfertigung von Kesseln zur Erhöhung der Sicherheit gegen Explosionsgefahr und Verminderung des Kohlenverbrauches gemacht worden sind.

Dimensionirung von Blechbalkenbrücken.

Von **R. Krohn**, Ingenieur und Lehrer an der polytechnischen Schule in Aachen.

(Hierzu Blatt 21.)

(Schluss von Seite 487.)

Nachdem man nun die grösste der zu verwendenden Blechstärken nach vorstehenden Ausführungen gewählt, und sich möglicherweise noch für eine schwächere Blechsorte entschieden hat, welche an Stellen des Trägers, wo die Transversalkraft geringer ist, verwendet werden soll, geht man dazu über, den grössten Gurtungsquerschnitt Ω zu berechnen. Dieser ergiebt sich näherungsweise aus der Gleichung

$$\Omega = \frac{M}{hk} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Es ist hierin für das Moment M der grösste vorkommende Absolutwerth desselben einzusetzen. Dieser tritt bei continuirlichen Trägern an den Mittelstützen, bei discontinuirlichen Balken im mittleren Punkte des Feldes auf. Das so erhaltene Profil kann nun direct nach Gleichung (9) corrigirt werden.

Alsdann entscheidet man sich für diesen und einige geringere Gurtungsquerschnitte, welche bei der Construction verwendet werden sollen.

Durch Combination der verschiedenen Wandstärken und Gurtungen erhält man eine Reihe von Profilen, welche nach ihren Flächeninhalten zu ordnen sind. Für jedes dieser Profile verzeichnet man nun in der anfangs erläuterten Weise den Linienzug, welcher die Grenze der zulässigen gleichzeitig auftretenden Momente und Transversalkräfte angiebt. Diese Grenzcurven wird man am besten über einander, sämmtlich auf dieselben Coordinatenaxen bezogen, construiren. Sodann trägt man für eine Reihe von Punkten des Trägers die Transversalkraft und das Moment als Abscisse und Ordinate auf. Dadurch erhält man einen Linienzug, welcher die Grenzcurven der Profile schneiden wird, und geben sodann diese Schnittpunkte diejenigen Stellen an, in welchen bei der Construction von einem Profil zum anderen übergegangen werden muss. Es wird diese Methode sich an einem Beispiel besser erläutern lassen.

Es soll die Dimensionirung des Endfeldes eines continuirlichen Trägers über drei Oeffnungen durchgeführt werden. Die Spannweiten sind 30, 36 und 30^{m}. Die Curven der Momente und Transversalkräfte im linksseitigen Endfelde sind sowol für mobile, wie für permanente Belastung in den Fig. 2 und 3, Blatt 20 aufgetragen. Sodann ist in der oben erläuterten Weise die Reduction dieser Grössen vorgenommen, und sind die Curven der reducirten Momente und Transversalkräfte ebenfalls in den Fig. 2 und 3 verzeichnet.

Die durchschnittliche zulässige specifische Spannung des Eisens ist auf

$$k = 0^{t},7 \text{ pro Quadratcentimeter}$$

festgesetzt.

Nach den oben gemachten Ausführungen ist die grösste Wandstärke zu $0^{cm},8$ angenommen. Es soll ausserdem ein $0^{cm},6$ starkes Blech verwendet werden. Infolge der Schwächung durch die Nietlöcher sind in die Rechnung nicht diese, sondern die beiden Werthe

$$\delta = 0^{cm},64 \text{ und } 0^{cm},5$$

einzuführen. Die Art und Weise, in welcher diese theoretischen Wandstärken gefunden werden können, ist bereits oben angegeben.

Die Höhe des Trägers soll 300^{cm} betragen.

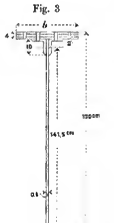
Das Moment erreicht sein Maximum an der Mittelstütze; dasselbe ist

$$M = 38830^{cmt}.$$

Demnach muss der grösste Gurtungsquerschnitt näherungsweise sein:

$$\Omega = \frac{M}{hk} = \frac{38830}{300 \cdot 0,7} = 185^{qcm}.$$

Fig. 3



Es sollen vier Lamellen von 1^{cm} Stärke und der noch zu berechnenden Breite b verwendet werden. (Holzschnitt Fig. 3.) Die Anschlusswinkeleisen, welche ebenfalls dem Gurtquerschnitt zuzuzählen sind, haben 10^{cm} Schenkellänge und 1^{cm} Stärke. Demnach muss

$$2(10+7)+4(b-8) = 851$$

sein, woraus

$$b = 46^{cm}$$

folgt.

Die Entfernung des Anschlusspunktes (Nietmitte) zwischen Wand und Gurtung von der neutralen Axe ergiebt sich

zu $141^{cm},5$. Dieses Profil soll nun direct nach Gleichung (9) noch etwas corrigirt werden. Das Trägheitsmoment des gesammten Querschnittes ist:

$$J = 2\,[4\,.\,38\,.\,148^2 + 34\,.\,143^2] + \frac{0{,}64\,.\,292^3}{12} = 9\,377\,000.$$

Das statische Moment einer der beiden Gurtungen beträgt:

$$S_1 = 4\,.\,38\,.\,148 + 34\,.\,143 = 27\,360.$$

Demnach kann das Profil bei einer Transversalkraft von $58^t,8$, wie solche an der Mittelstütze auftritt, gleichzeitig ein Moment von der Grösse

$$M = \frac{1}{141{,}5}\left(9\,377\,000\,.\,0{,}7 - \frac{27\,360^2}{9\,377\,000\,.\,0{,}64^2}\cdot\frac{58{,}8^2}{0{,}7}\right) = 39\,585^{cmt}$$

aufnehmen. Da jedoch das an dieser Stelle vorhandene Moment der äusseren Kräfte nur $38\,830^{cmt}$ beträgt, so kann der Querschnitt der Gurtung noch etwas geschwächt werden und zwar um etwa

$$\frac{39\,585 - 38\,830}{300\,.\,0{,}7} = 3^{qcm},6.$$

Es soll versucht werden, ob das Profil auch dann noch genügt, wenn man die Breite b der Gurtung auf 45^{cm} vermindert. Dadurch würde der Netto-Gurtquerschnitt um 4^{qcm} verkleinert werden.

Sodann ist:

$$J = 2\,[4\,.\,37\,.\,148^2 + 34\,.\,143^2] + \frac{0{,}64\,.\,292^3}{12} = 9\,202\,000$$

$$S_1 = 4\,.\,37\,.\,148 + 34\,.\,143 = 26\,770.$$

Das Moment, welches das Profil nunmehr bei einer gleichzeitig auftretenden Transversalkraft von der Grösse $58^t,8$ aufnehmen kann, ist:

$$M = \frac{1}{141{,}5}\left(9\,202\,000\,.\,0{,}7 - \frac{26\,770^2}{9\,202\,000\,.\,0{,}64^2}\cdot\frac{58{,}8^2}{0{,}7}\right) = 38\,886^{cmt}.$$

Das Profil genügt also immerhin noch, und soll dasselbe infolge dessen definitiv beibehalten werden.

Indem man nun jede der beiden Blechstärken mit den fünf möglichen Gurtquerschnitten combinirt, erhält man im Ganzen zehn Profile, welche zunächst der Grösse ihres Querschnittes nach geordnet werden sollen.

1) Die Stärke der Wand beträgt $0^{cm},6$.

Der Querschnitt der Blechwand ist alsdann:

$$0{,}6\,.\,292 = 175^{qcm},2.$$

Addirt man hierzu die fünf möglichen Gurtquerschnitte, so erhält man:

Profil I	175,2 + 2 . 38	$= 251^{qcm},2$
„ III	175,2 + 2 (38 + 45)	$= 341^{qcm},2$
„ V	175,2 + 2 (38 + 2 . 45)	$= 431^{qcm},2$
„ VII	175,2 + 2 (38 + 3 . 45)	$= 521^{qcm},2$
„ IX	175,2 + 2 (38 + 4 . 45)	$= 611^{qcm},2$.

2) Die Stärke der Wand beträgt $0^{cm},8$.

Dann ist der Querschnitt derselben:

$$0{,}8\,.\,292 = 233^{qcm},6$$

und für die ganzen Profile ergiebt sich:

Profil II	233,6 + 2 . 38	$= 309^{qcm},6$
„ IV	233,6 + 2 (38 + 45)	$= 399^{qcm},6$
„ VI	223,6 + 2 (38 + 2 . 45)	$= 489^{qcm},6$
„ VIII	233,6 + 2 (38 + 3 . 45)	$= 579^{qcm},6$
„ X	233,6 + 2 (38 + 4 . 45)	$= 669^{qcm},6$.

Nach der Grösse der Querschnitte geordnet ergiebt sich die Reihenfolge, wie dieselbe oben den einzelnen Profilen vorgeschrieben ist.

Es muss nun für jeden Querschnitt das Trägheitsmoment J, das statische Moment S_1 einer Gurtung desselben, sowie das statische Moment S_2 der halben Querschnittsfläche in Bezug auf die neutrale Axe berechnet werden. Diese Werthe sind in nachfolgender Tabelle zusammengestellt:

Profil	J	S_1	S_2
I	2 428 000	4 862	10 190
III	4 016 000	10 280	15 610
V	5 626 000	15 740	21 070
VII	7 258 000	21 230	26 560
IX	8 912 000	26 770	32 100
II	2 718 000	4 862	11 680
IV	4 306 000	10 280	17 100
VI	5 916 000	15 740	22 560
VIII	7 548 000	21 230	28 050
X	9 202 000	26 770	33 590

Um die Grenzcurven der gleichzeitig zulässigen Momente und Transversalkräfte für die verschiedenen Profile verzeichnen zu können, ist es erforderlich, folgende zusammengehörige Werthe zu berechnen:

$$T = 0, \qquad M_1 = \frac{J\,k}{v}$$

$$T = \frac{J\,\delta\,k}{S_2}, \qquad M_2 = \frac{J\,k}{v}\left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2\right];$$

ferner darf das Moment nie grösser werden, als sich dasselbe aus der Gleichung (10) ergiebt; diese lautete

$$M_3 = \frac{J\,k}{e}.$$

Für die zehn verschiedenen Profile sind diese Werthe berechnet und in folgender Tabelle zusammengestellt:

Profil	M_1 cmt	T t	M_2 cmt	M_3 cmt
I	12 010	83,4	9 276	11 690
III	19 860	90,0	11 250	19 120
V	27 830	93,5	12 300	26 610
VII	35 900	95,7	12 960	34 100
IX	44 090	97,2	13 420	41 590
II	13 450	104,2	11 120	13 030
IV	21 300	112,8	13 600	20 500
VI	29 270	117,4	15 020	27 980
VIII	37 340	120,6	15 950	35 460
X	45 520	122,1	16 610	42 940

Mit Hilfe dieser Zahlenwerthe sind nun in Fig. 4, Blatt 20, die zehn verschiedenen Grenzcurven construirt. Es ist hierbei der Massstab für die Momente

$$1^{mm} = 400^{cmt}$$

und für die Transversalkräfte

$$3^{mm} = 2^t$$

gewählt. Diese Massstäbe stimmen mit jenen überein, nach welchen die Curven der Momente und Transversalkräfte in den Fig. 2 und 3 aufgetragen wurden.

Nunmehr sind für eine Reihe von Punkten des Trägers die zusammengehörigen Grössen T und M als Abscissen und Ordinaten aufgetragen, und auch diese Punkte durch einen Linienzug $ABC \ldots G$ verbunden. Für jede Stelle des Trägers kann man alsdann mit Hilfe dieser graphischen Darstellung in einfacher Weise dasjenige Profil bestimmen, welches mit dem möglichst geringen Materialaufwande den Angriffen der äusseren Kräfte noch zu widerstehen vermag.

Von Punkt A beginnend erkennt man, dass zunächst Profil I genügt. Im Schnittpunkt B ist jedoch die Grenze für diesen Querschnitt erreicht. Die Grösse des noch zulässigen Momentes an dieser Stelle kann aus Fig. 4, Blatt 20, abgegriffen werden. Zieht man in Fig. 2, Blatt 20, die Horizontale MN in einer Entfernung, welche der Grösse dieses Momentes entspricht, und bestimmt den Schnittpunkt N mit der Momentencurve, so erhält man genau den Punkt, bis zu welchem das Profil I noch anwendbar bleibt. Im vorliegenden Falle befindet sich dieser Punkt in 3^{m} Entfernung vom linken Auflager.

Das kleinste Profil, welches nunmehr genügt, ist Profil II; dieses bleibt anwendbar bis zum Punkte C. In derselben Weise, in welcher soeben der Uebergangspunkt von Profil I zu Profil II ermittelt wurde, findet man, dass die Stelle, an welcher von Profil II zu Profil III übergegangen werden muss, sich in $3^{m},5$ Entfernung vom linksseitigen Auflager befindet. Wenn man in dieser Weise fortfährt, so gelangt man zu folgenden Resultaten:

von	0	bis	3^{m}	Profil	I
„	3	„	$3^{m},5$	„	II
„	3,5	„	$5^{m},5$	„	III
„	5,5	„	$6^{m},1$	„	IV
„	6,1	„	$9^{m},2$	„	V
„	9,2	„	$10^{m},2$	„	VI
„	10,2	„	$18^{m},75$	„	VII
„	18,75	„	$23^{m},1$	„	VI
„	23,1	„	$26^{m},6$	„	V
„	26,6	„	$27^{m},5$	„	VI
„	27,5	„	$28^{m},0$	„	VII
„	28,0	„	$28^{m},85$	„	VIII
„	28,85	„	$29^{m},1$	„	IX
„	29,1	„	$30^{m},0$	„	X.

Wollte man nun thatsächlich den Träger hiernach ausführen, so müsste man fortwährend mit den Wandstärken wechseln; die Profile mit ungeraden Nummern haben sämmtlich $0^{cm},6$, diejenigen mit geraden Nummern $0^{cm},8$ Blechstärke. Aus constructiven Rücksichten ist natürlich eine solche Ausführung nicht möglich; es ist also erforderlich, die oben erhaltenen Resultate noch etwas zu modificiren.

Man erkennt sowol aus der letzten Zusammenstellung, wie aus der graphischen Darstellung in Fig. 4, Blatt 20, dass in der Nähe der linksseitigen Stütze die grösseren Längen des Trägers Profile mit ungeraden Nummern, also mit $0^{cm},6$ Wandstärke verlangen, und nur für verhältnissmässig kurze Strecken die Anwendung von $0^{cm},8$ starken Wandblechen empfehlenswerth ist. Demnach erscheint es unzweifelhaft vortheilhafter, vom linksseitigen Auflager beginnend zunächst die ungeraden Profile, also $0^{cm},6$ Wandstärke einzuführen. Man wird demnach

von	0	bis	3^{m}	Profil	I
„	3	„	$5^{m},5$	„	III
„	5,5	„	$9^{m},2$	„	V
„	9,2	„	$18^{m},75$	„	VII

verwenden. Von diesem Punkt an wird für eine Strecke von

$$23{,}1 - 18{,}75 = 4^{m},35$$

Profil VI verlangt. Es wirft sich also die Frage auf, ob es vortheilhaft sei, nunmehr die Profile mit geraden Nummern einzuführen und dann natürlich bei den stärkeren Wandblechen zu bleiben. Geht man jedoch von Profil VII zu Profil VI über, so muss zu gleicher Zeit der Querschnitt der Wand und der Gurtung geändert werden. Während die Wandstärke an dieser Stelle zunehmen würde, reducirt sich gleichzeitig die Gurtung von drei auf zwei Lamellen. Da eine derartige plötzliche Querschnittsänderung aber stets höchst ungünstig für die Kraftvertheilung im Inneren des Trägers ist, so erscheint es gerechtfertigt, bis zum Punkte in der Entfernung $23^{m},1$ vom linken Auflager bei Profil VII zu bleiben und dann

von 23,1 bis $26^{m},6$ Profil V

zu verwenden.

Es fragt sich, ob man nunmehr zu Profil VI übergehen, oder noch weiter die geringere Wandstärke von $0^{cm},6$ beibehalten soll. Dem Uebergang von Profil V zu Profil VI steht an und für sich Nichts entgegen, da beide Profile gleichen Gurtungsquerschnitt haben. Von diesem Punkte an sind zwei verschiedene Lösungen möglich, nämlich erstens:

von	26,6	bis	$27^{m},5$	Profil	VI
„	27,5	„	$28^{m},85$	„	VIII
„	28,85	„	$30^{m},0$	„	X

oder zweitens:

von	26,6	bis	$28^{m},0$	Profil	VII
„	28,0	„	$28^{m},85$	„	VIII
„	28,85	„	$30^{m},0$	„	X.

Welche Lösung die vortheilhaftere ist, lässt sich durch eine kleine Rechnung leicht entscheiden.

Für die Strecke von 26,6 bis $28^{m},85$ wird an Material bedingt durch die erste Lösung:

$$90 \,.\, 489{,}6 = 44\,064^{cbcm}$$
$$135 \,.\, 579{,}6 = 78\,246$$
$$\overline{122\,310^{cbcm}}$$

und durch die zweite Lösung:

$$140 \,.\, 521{,}2 = 72\,968^{cbcm}$$
$$85 \,.\, 579{,}6 = 49\,266$$
$$\overline{122\,234^{cbcm}}.$$

Man erkennt, dass der Materialaufwand in beiden Fällen nahezu der gleiche ist. Unter solchen Umständen wird man vorziehen, die stärkeren Wandbleche zu verwenden, da diese dem Träger grössere Steifigkeit geben.

Die erste Lösung erscheint also als die vortheilhaftere. Demnach ist der Träger in folgender Weise zu construiren:

von	0	bis	3^m	Profil	I
„	3	„	$5^m,5$	„	III
„	5,5	„	$9^m,2$	„	V
„	9,2	„	$23^m,1$	„	VII
„	23,1	„	$26^m,6$	„	V
„	26,6	„	$27^m,5$	„	VI
„	27,5	„	$28^m,85$	„	VIII
„	28,85	„	$30^m,0$	„	X.

In Fig. 5, Blatt 20 ist der Balken hiernach schematisch verzeichnet. Es versteht sich von selbst, dass die Wandung noch durch aufgenietete Profileisen gegen Ausknicken zu schützen ist.

Bei der hier durchgeführten Methode der Dimensionirung ist allerdings die Annahme, dass in einem Querschnitte gleichzeitig das Moment und die Transversalkraft ihr Maximum erreichen, eine fehlerhafte. Das Maximalmoment erfordert einen anderen Belastungszustand als die Maximaltransversalkraft, folglich können beide nicht zu gleicher Zeit auftreten. Dieser Fehler haftet auch den bisher bekannten Methoden der Dimensionirung an, und thatsächlich ist derselbe nicht zu vermeiden ohne die Rechnungen sehr viel weitläufiger zu machen. Da aber dieser Fehler keinenfalls ein bedeutender ist, und andererseits die Dimensionen des Trägers infolge desselben etwas zu stark ausfallen, so ist diese Annahme wol nicht als bedenklich zu bezeichnen.

Ueber Luftcompressoren zu Bauzwecken.

Von **H. Hagens** in Wien.

(Schluss von Seite 495.)

Mindestens ebenso unangenehm sind jedoch die bedeutenden Luft bezw. Dampfverluste langsam gehender Maschinen, welche sich bei halbwegs schlechtem Zustand derselben so übermässig steigern. Die Daten, welche Völckers in seinem „Indicator" über Dampfverluste giebt, sind durchaus den thatsächlichen Verhältnissen entsprechend und weisen unbedingt auf die Einführung höherer Geschwindigkeiten, namentlich bei Maschinen, deren Wartung keine subtile sein kann. Die Behauptung, die nachgewiesenen Dampfverluste resultirten aus einer „Flächencondensation", ist nicht stichhaltig, denn die Temperatur der Cylinderwandungen ist gleich oder höher als die mittlere Temperatur des Dampfes während seiner Wirkung im Cylinder, zudem gehört zur Condensation des Dampfes eine sehr bedeutende Wärmeentziehung, und hierzu reicht auch bei beträchtlich tieferer Temperatur der Cylinderwandungen die geringe in Betracht kommende Fläche noch viel weniger aus als die benetzten Wandungen und die Wassersäulenoberfläche bei Compressoren zur Abkühlung der Luft.

Man wird gut thun, bei der Berechnung der Luftverluste für solche Baumaschinen die Völckers'schen Verlustcoefficienten sogar noch etwas höher anzunehmen, wenn man es nicht mit ganz grossen Anlagen wie z. B. beim Gotthard-Tunnel zu thun hat.

Der Anwendung bedeutend höherer Geschwindigkeiten stehen jedoch noch immer die Befürchtungen vor Stössen und übermässiger Abnutzung der bewegten Theile entgegen. In dieser Beziehung kann nur auf die ausgezeichnete Arbeit Radinger's über den Einfluss der hin- und hergehenden Massen hingewiesen werden, sowie auf dessen Berechnung der Zapfendimensionen nicht nur nach Festigkeitsregeln, sondern nach Massgabe der dem Zapfen zukommenden Reibungsarbeit. (Enthalten in Radinger: „Die Motoren auf der Wiener Weltausstellung." Officieller Weltausstellungsbericht.)

Radinger weist unwiderleglich nach, in welchem Zusammenhang Geschwindigkeit, Anfangs- und Endspannung sowie das Gewicht der hin- und hergehenden Massen zu stehen haben, und dass es irrig ist, den gleichförmigsten Gang unter allen Umständen bei der herkömmlichen Geschwindigkeit zu suchen. Zudem beweisen ja die tausende schnellgehender Locomotiven Radinger's theoretische Darlegungen und wenigstens indirect und allgemein auch die Richtigkeit der Völckers-schen Verlustformel. Selbstverständlich erfordern schnellgehende Maschinen eine Steuerung, welche in festem geometrischen Zusammenhang mit der Welle steht, und es sind alle diese sinnreichen aber complicirten und theuren Corliss- und Ventilsteuerungen hierzu unbrauchbar. Allein es scheint denn doch, dass man sich über die Wirksamkeit solcher „Präcisionssteuerungen", welche durch Federn u. s. w. bewegt werden, Illusionen macht.

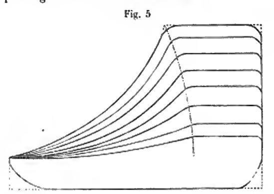
In dieser Beziehung kann nur angeführt werden, dass es selbst bei den „erfahrungsmässigen" Geschwindigkeiten möglich ist, mit einer Corliss-Steuerung Füllungen von 0,6 zu erzielen, während, wenn das Schliessen der Canäle wirklich so momentan erfolgte, wie allgemein angenommen wird, nicht einmal halbe Füllung möglich wäre.

Mit dem Indicator ist es übrigens sehr leicht, den Weg zu bestimmen, welchen der Kolben durchläuft vom Zeitpunkt der Auslösung des Expansionsschiebers oder Hahnes bis zum völligen Schluss des Eintrittscanals.

Man stelle die Auslösungsknaggen fest auf einen beliebigen Expansionsgrad, bringe sie also ausser Verbindung mit dem Regulator und regulire den Maschinengang auf die normale Geschwindigkeit mittelst des Einlassventils. Nun setzt man den Indicator an und schliesse ganz langsam das Einlassventil bis zum völligen

Stillstand der Maschine; hat man während dieser Zeit den Indicator beständig schreiben lassen, so erhält man ungefähr die in Fig. 5 verzeichneten Diagramme, welche ganz deutlich die Abnahme der Füllung mit der Geschwindigkeit zeigen, somit auch beweisen, dass die Absperrung keine momentane sein kann.

Fig. 5



Um nun bei Compressoren grosse Geschwindigkeiten einführen zu können, müssen unbedingt die selbstthätigen Ventile eliminirt werden und die Maschinentheile den bedenklich hohen Wärmegraden entzogen werden.

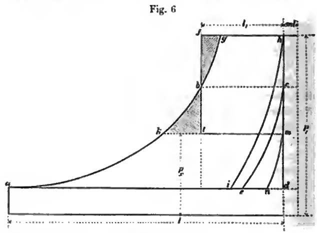
Das letztere erzielt man durch eine Einspritzung von kaltem Wasser gegen Hubende und indem man um den Cylinder und die Steuerungstheile kaltes Wasser circuliren lässt. Der Ersatz der selbstthätigen Ventile durch eine feste Steuerung begegnet jedoch einer Schwierigkeit, wie sie bei Dampfmaschinensteuerungen nicht vorkommt.

Es ist nämlich nicht möglich, die Spannung der Luft im Reservoir ganz constant zu erhalten, und mit der wechselnden Spannung mindert sich die Länge der Volldruckperiode (l_1). Noch bemerklicher macht sich das Verhältniss von Volldruckperiode zu Spannung im Reservoir beim Beginn des Betriebes, wo also die Reservoirspannung gleich der Atmosphärenspannung ist und erst allmälig durch das Einpumpen von Luft steigt. Selbstthätige Druckventile öffnen sich nun ganz entsprechend dem im Reservoir herrschenden Druck; eine feste Steuerung hiernach selbstthätig reguliren zu wollen, führte zu Complicationen, welche bei Baumaschinen unbedingt ausgeschlossen sind. Hierin liegt auch die Ursache, weshalb man bei den Ventilen stehen geblieben ist.

Denkt man sich trotzdem einen Compressor mit einer festen Steuerung ausgerüstet, so wird sich derselbe bei Druckschwankungen und bei der Eröffnung des Betriebes folgendermassen verhalten.

Entspricht die Eröffnung des Druckcanals vollständig dem Reservoirdruck, so functionirt der Compressor ganz normal. Ist zum Beispiel die Steuerung derartig, dass sie bei 0,7 des Kolbenlaufs öffnet (Volldruckperiode $l_1 = 0{,}3\,l$), so entspricht derselben eine Reservoirspannung $p_1 = 4{,}8$ Atm. $= 3{,}8$ Atm. Ueberdruck. Das theoretische Diagramm (also vorläufig abgesehen vom langsamen Oeffnen der Canäle) ist dann *abce*, Fig. 6. Steigt jedoch die Reservoirspannung auf $p_1 = 6$ Atm., so strömt bei Eröffnung des Druckcanals Luft aus dem Reservoir in den Cylinder, die Spannung erhöht sich dort, das Reservoir sehr gross gedacht, plötzlich von 4,8 auf 6 Atm. und das theoretische Diagramm wird *abfghi*, die kleine Fläche *bfg* ist somit

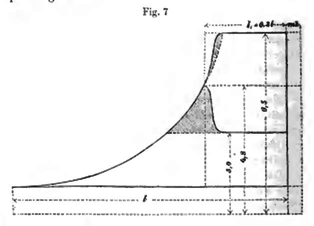
Fig. 6



effectiver Verlust. Wäre jedoch die Reservoirspannung auf $p_2 = 3$ Atm. gesunken, so steigt die Compressionsspannung wieder auf 4,8 Atm. (bei *b*); bei Eröffnung der Canäle ist somit Ueberdruck im Cylinder vorhanden und das Diagramm ist dargestellt durch die Fläche *akblmn*, der Verlust ist *kbl*. Wollte man gewöhnliche Muschelschieber anwenden, so würden dieselben von *k* bis *l* von ihrer Spiegelfläche abgedrängt, und die Dichtigkeit ginge verloren.

Wegen des nicht plötzlichen Oeffnens der Canäle stellen sich jedoch die Diagramme in Wirklichkeit etwa wie in Fig. 7 skizzirt dar, und wird sich der an sich nicht bedeutende Verlust bei höheren Spannungen noch weiter verringern, während die Verluste bei tieferer Spannung anwachsen.

Fig. 7



Benutzt man nun die Steuerung so, dass die Volldruckperiode stets etwas grösser bleibt, als sie dem kleinsten Arbeitsdruck im Reservoir entspricht, so können die Druckschwankungen schon sehr erheblich sein, jedenfalls erheblicher, als es in der Praxis vorkommt, ohne dass das kleine Verlustdreieck im Diagramm im

Verhältniss zur ganzen Diagrammfläche von irgendwelcher praktischen Bedeutung wäre.

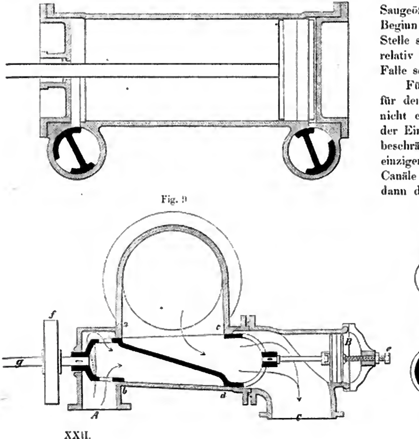
Zudem ist mit dieser vorzeitigen Eröffnung des Druckcanals ein schwerwiegender Vortheil verbunden. Die Luft im Reservoir wird bekanntlich künstlich abgekühlt, es strömt also zu der warmen Luft im Cylinder relativ kalte aus dem Reservoir; jedenfalls tritt keine weitere Temperaturerhöhung ein, als sie dem Druck von 4,8 Atm. mit etwa 155 bis 180° entspricht, abgesehen von der Abkühlung durch Einspritzwasser.

Mit grösseren Verlusten ist der Betriebsbeginn verbunden, allein im Verhältniss zum dauernden Betrieb sind dieselben ganz verschwindend klein, so dass man sich dieselben schon gefallen lassen kann.

Der unvermeidliche Ueberdruck im Cylinder beim Anlassen bedingt gesonderte Druckschieber oder aber Rotationsschieber, welche dem Abheben von der Dichtungsfläche nicht unterworfen sind. Zu den letzteren wird man wohl oder übel greifen müssen, da es, wie bereits oben entwickelt, von der grössten Wichtigkeit ist, die schädlichen Räume zu reduciren, welche bekanntlich mit der Zunahme der Geschwindigkeit wegen der dann nothwendigen grossen Canalquerschnitte wachsen. Erforderlich ist ferner, dass jede feste Steuerung die Rückexpansion der im schädlichen Raum zurückbleibenden gespannten Luft gestattet; l_3 ist hier nach der mittleren Betriebsspannung zu berechnen.

Die in den Fig. 8 bis 11 schematisch skizzirte Rotationssteuerung dürfte vielleicht dem angestrebten Zwecke entsprechen. Die angesaugte Luft strömt bei dem rechteckig gedachten Querschnitt A ein und tritt der Längenrichtung nach in den conischen Rotationshahn. Derselbe ist durch eine Scheidewand getheilt, welche so angeordnet ist, dass bei ab fast der ganze Querschnitt für die angesaugte Luft frei bleibt. In der Längsrichtung nimmt der Querschnitt für die angesaugte Luft allmälig ab, beträgt in der Mitte die Hälfte und wird am Ende gleich Null. Umgekehrt nimmt der Querschnitt für die comprimirte Luft gegen das Ende zu (vergl. Schnitte ab und cd sowie den Schnitt durch die Cylindermitte. Der Hahn ist durch den Kolben B entlastet und muss so angeordnet sein, dass er ein Spiel in der Längsrichtung zulässt, jedoch nicht mit der Hahnaxe rotirt.

Fig. 8



Bei C tritt die comprimirte Luft aus und wird in das Luftreservoir geführt. Durch die etwa mit Federdruck wirkende Schraube e wird der Hahn in sein Gehäuse gedrückt, bis derselbe dicht läuft. Der Hahn macht mit Hilfe des von der Welle angetriebenen Zahnrades f die gleiche Tourenzahl wie diese.

Trifft man die Anordnung, dass durch Wechselräder die Achse g auch in umgekehrter Richtung gedreht werden kann, so ist ein solcher Compressor ohne Weiteres auch als Dampfmaschine mit fester Expansion verwendbar.

Mit dieser Anordnung sind jedenfalls die geringsten schädlichen Räume erreicht, und es erfolgt ein rasches Oeffnen und Schliessen des Canals, wenn er als Saugeöffnung dient. Das Oeffnen des Canals beim Beginn der Volldruckperiode erfolgt wegen der an dieser Stelle schon grösser gewordenen Kolbengeschwindigkeit relativ etwas langsamer, was jedoch in diesem speciellen Falle sogar vortheilhaft ist.

Für Compressoren mit geringerer Spannung, z. B. für den Dienst bei pneumatischen Fundirungen, ist es nicht erforderlich, die schädlichen Räume auf Kosten der Einfachheit der Construction auf das Aeusserste zu beschränken, und genügt dann die Anordnung eines einzigen Hahnes unter der Mitte des Cylinders. Die Canäle von den beiden Enden des Cylinders münden dann diametral gegenüber in das Hahngehäuse.

Fig. 10

Fig. 11

Behält man die bis jetzt übliche mittlere Eintrittsgeschwindigkeit in den Canälen von 30^m pro Secunde bei, so ergiebt diese Anordnung bis zu 3^m Kolbengeschwindigkeit noch immer keine allzu grossen Hahndimensionen. Dass bei solchen schnellgehenden Compressoren der Einfluss der hin- und hergehenden Massen voll berücksichtigt werden muss, ist selbstverständlich, und wird man dann auch einen völlig ruhigen und sicheren Gang erzielen.

Falsch wäre es, wenn der Compressor mit Dampf betrieben würde,

Dampf- und Compressorkolben mit derselben Kolbenstange zu kuppeln, also die beiden Cylinder hinter einander anzuordnen. Diese Anordnung ist nur bei ganz langsam gehenden Maschinen brauchbar, führt aber bei höheren Geschwindigkeiten zu gefährlichen Stössen im Gestänge, wie in dem Folgenden gezeigt wird.

Construirt man aus dem Compressionsdiagramm und dem der Fläche nach gleich grossen Dampfdiagramm (von den Reibungen ist hier der Einfachheit halber abgesehen) ein Diagramm, welches die Differenz zwischen Druck und Widerstand in jeder Kolbenstellung darstellt, Fig. 12, so stellt sich dasselbe als die Curve *abcdef* dar.

Fig. 12

Der oberhalb der Abscissenaxe liegende Theil der Curve (*abc*) stellt das Ueberwiegen des treibenden Druckes, der untere Theil (*cdef*) das Ueberwiegen des Widerstandes dar.

Bewegt sich die Maschine derart langsam, dass der Einfluss der hin- und hergehenden Massen verschwindet, so wird der durch die Fläche *Aabc* dargestellte Effect in der ersten Hubhälfte auf das Schwungrad übertragen und beschleunigt dessen Geschwindigkeit. In der zweiten Hubhälfte kehrt der gleiche durch die Fläche *Bcdef* dargestellte Effect vom Schwungrad zurück, um die Differenz zwischen Compressions- und Dampfdruck zu decken. Bei *c* tritt daher ein Stoss im Gestänge ein, denn während es bis dahin treibend auf die Kurbel wirkte, wirkt von *c* ab die Kurbel treibend auf das Gestänge.

Für grössere Geschwindigkeiten wird durch die Bewegung der hin- und hergehenden Massen ein beträchtlicher Effect in der ersten Hubhälfte absorbirt und in der zweiten wieder frei. (Vergl. Radinger a. a. O.)

Der zum Ingangsetzen des Gestänges bei Hubanfang erforderliche Druck pro Quadratcentimeter Kolbenfläche ist

$$p = \frac{2q \cdot v^2}{l},$$

wenn q das Gestänge- und Kolbengewicht auf die Einheit der Kolbenfläche, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und l der Kolbenhub ist. (Es ist in dieser Formel zur Vereinfachung $\frac{\pi^2}{g} = \frac{9{,}87}{9{,}81} = 1$ gesetzt.)

Unendlich lange Pleuelstange vorausgesetzt, nimmt dieser Druck gegen die Mitte des Hubes gleichzeitig ab, wird dort zu Null und auf der zweiten Hubhälfte negativ. Dieser Druck wird daher durch eine gerade Linie dargestellt, welche durch die Hubmitte geht und deren Anfangsordinate durch die obige Gleichung bestimmt ist. Um den gleichförmigsten Gang zu erhalten, sind zwei Bedingungen zu erfüllen: Der durch das Gestänge gehende Druck soll möglichst constant bleiben und niemals negativ werden. Die letztere Bedingung ist die hauptsächliche, da jedem Druckwechsel im Gestänge, wenn sich dasselbe mit Geschwindigkeit bewegt, ein dieser Geschwindigkeit entsprechender Stoss entspricht. Während es für jede Dampfmaschine mit geeigneter Steuerung sowie für jeden von der Welle aus getriebenen Compressor möglich ist, p so zu bestimmen, dass der Druckwechsel im Gestänge nur in den todten Punkten, wo also die Geschwindigkeit Null ist, eintritt, zeigt die Curve *abcdef* des mit der Dampfmaschine direct gekuppelten Compressors, dass dies hier nie zu erreichen ist. Am besten schliesst sich die Gerade *af* an, jedoch tritt hier, ausser bei den todten Punkten, dreimaliger Druckwechsel bei jedem Kolbenhub ein und zwar bei *b*, *d* und *e*. Ueberträgt man die nach Berücksichtigung der hin- und hergehenden Massen noch restirenden Drucke und Widerstände auf die den Kolbenlauf darstellende Abscissenaxe AB, so erhält man die Curve $Agb_1hd_1ie_1kB$. Zu Anfang des Hubes wird somit der Effect entsprechend Fläche Agb_1 auf das Schwungrad übertragen, bei b_1 erfolgt wegen der dort schon bedeutenden Kolbengeschwindigkeit ein Stoss, und wird nun auf dem Kolbenweg $b_1 d_1$ der Effect von

Fläche $b_1 h d_1$ vom Schwungrad zurückgegeben. Bei d_1 und e_1 abermals Druckwechsel und damit Stösse im Gestänge, da auf dem Wege $d_1 e_1$ der durch die Fläche $d_1 i e_1$ dargestellte Effect auf die Kurbel übertragen wird, von e_1 bis B aber der Effect $e_1 k B$ wieder zurückkehrt.

Da nach der Zeichnung (1^k pro Quadratcentimeter $= 10^{mm}$) der Aufangsbeschleunigungsdruck für das Gestänge $p = A a = 8{,}5$ Kilogramm pro Quadratcentimeter Kolbenfläche beträgt, so wird, wenn $l = 0^m{,}5$, $v = 3^m$ pro Secunde ist:

$$8{,}5 = \frac{2 \cdot q \cdot 9.0}{0.5}$$

$$q = 0^k{,}21.$$

Aus dem Obigen ist es ersichtlich, dass die Vereinigung des Compressors mit seinem Dampfmotor nur in der Schwungradwelle erfolgen darf. Ueber die sonstige Disposition ist wenig zu sagen. Der Kurbelzapfen ist nach der auf denselben entfallenden beträchtlichen Reibungsarbeit zu bemessen und erhält dann solche Dimensionen, dass man ganz von selbst auf die Anwendung einer gekröpften Kurbelachse geführt wird. Diese hat wiederum den Vortheil, dass alle in der Maschine wirkenden Kräfte central aufgenommen werden und die Montirung sehr erleichtert ist. Die Gleitstücke, Dichtungsringe des Kolbens, kurz alle reibenden Theile sind grösser als sonst üblich zu wählen und die Hauptdimensionen so anzunehmen, dass auch die schwersten nicht weiter zerlegbaren Maschinentheile unter ungünstigen Verhältnissen noch leicht transportabel sind.

Von einigem Einfluss auf den Betriebseffect kann endlich noch die Disposition der Saugeleitung werden. Es ist aus den Formeln zur Berechnung der theoretischen Betriebskraft ersichtlich, dass diese Betriebskraft völlig unabhängig ist von der Temperatur der eingesaugten Luft. Andererseits steigt jedoch mit dieser Temperatur auch die Lufttemperatur am Ende der Compression. Die oben angeführte Tabelle von t, berechnet für Anfangstemperaturen $t_1 = 17$ und $t = 0^0$, zeigt dies ganz deutlich. Wenn nun auch diese Temperaturerhöhung von 20 bis 30⁰ direct nicht erheblich ist, so steigert sich damit doch um etwas die Temperatur der durch die Kolbendichtungen entweichenden Luft. Diese warme Luft vermischt sich mit der auf der anderen Kolbenseite angesaugten und erhöht deren Temperatur. Zu Anfang des Kolbenhubes ist der Cylinder daher mit Luft gefüllt, welche eine höhere Temperatur hat als die direct durch den Saugecanal strömende. Obgleich nun der Betriebsaufwand des Compressors von dieser Temperatur nicht abhängig ist, so ist dies doch das eigentliche Betriebsresultat, nämlich das Quantum künstlich oder natürlich abgekühlter gespannter Luft an der Verwendungsstelle.

Ist die angesaugte Luft nämlich warm, so ist das angesaugte Luftgewicht ein geringeres, das Mass der Abkühlung der comprimirten Luft bis zu ihrer Verwendungsstelle steht jedoch zu der Anfangstemperatur t_0 in keinem directen Verhältniss. Ihre dortige Quantität kann also proportional dem angesaugten Luftgewicht, nicht aber proportional dem angesaugten Luftvolumen gesetzt werden.

Ist γ das specifische Gewicht der Luft bei 0^0 und Atmosphärendruck, γ_0 das specifische Gewicht bei $t_0{}^0$, so ist bekanntlich

$$\gamma_0 = \gamma \frac{273}{273 + t_0}.$$

Saugt man in dem einen Fall Luft von $+20^0$, im anderen aber von $+10^0$ an, so verhalten sich die eingesaugten Luftgewichte wie $273 + 20 : 273 + 10$, d. h. im letzten Fall ist die effective Leistung des Compressors um etwa 4 pCt. grösser.

Der Compressor arbeitet also um so günstiger, je kälter die angesaugte Luft ist und je geringer die Luftverluste werden. Den letzteren ist durch eine hohe Geschwindigkeit so weit wie möglich begegnet, die Temperatur der angesaugten Luft lässt sich jedoch in vielen Fällen durch Benutzung localer Umstände etwas herabziehen. Man entnehme die Luft, wo es irgend geht, an der Schattenseite, bei Turbinenbetrieb aus dem kühlen Turbinenhaus; selbst eine längere Saugeleitung, welche ja ohnehin billig herzustellen ist, ist gerechtfertigt, wenn hierdurch kühlere Luft zu erhalten ist.

Die so entwickelten Gesichtspunkte, welche bei der Construction von Compressoren zu Bauzwecken massgebend sein sollen, gelten eigentlich auch in ihrem ganzen Umfang für stabile Compressoren — und auch für Dampfmaschinen, allein es wird noch viele Zeit vergehen, bis die wirkliche oder vorgeschützte Furcht vor grossen Geschwindigkeiten besiegt sein wird.

Für stabile Maschinen wird es also vorläufig noch bei den „erfahrungsmässigen“ Geschwindigkeiten zu verbleiben haben, für alle Baumaschinen, speciell aber für Motoren und Compressoren für den Tunnelbetrieb muss ein anderer Weg eingeschlagen werden, denn die Aufstellungskosten für den mechanischen Bohrbetrieb sind so riesige, dass bis jetzt nur ganz lange Tunnels diese Kosten vertragen können, und selbst bei langen Tunnels ist für Anwendung comprimirter Luft mehr ein kurzer Bautermin als die Hoffnung auf billigere Ausführung massgebend.

Will man also die mechanische Erbohrung auch kürzerer Tunnels ermöglichen, so müssen die dazu nöthigen Maschinen sehr billig sein, um so mehr als dieselben in der Regel nach dem kurzen Bau fast unverkäuflich sind.

Ueber Berechnung hydraulischer Hebevorrichtungen.

Von **L. Putzrath**, Civilingenieur in Berlin.

(Schluss von Seite 505.)

Bei der Bestimmung dieses Coefficienten fällt es ins Gewicht, dass jede Berechnung einer hydraulischen Hebevorrichtung in erster Linie den Zweck haben wird, eine vorgeschriebene Maximalleistung derselben zu garantiren, d. h. den Nachweis zu führen, dass die Zeit für die Förderung einer gegebenen Maximallast einen festgesetzten Grenzwerth nicht überschreitet. Nun ist es in praktischer Beziehung nicht sehr erheblich, wenn der auf Grund der Berechnung ausgeführte hydraulische Aufzug der Last eine unerwünscht grosse Geschwindigkeit ertheilen sollte, da diese leicht durch Drosselung des in den Arbeitscylinder einströmenden bezw. aus demselben ausströmenden Wassers herabgezogen werden kann; ist aber nach der anderen Seite gefehlt, arbeitet also der Apparat zu langsam, so kann Abhilfe nur durch Constructionsänderung geschaffen werden, welche sich in vielen Fällen als so kostspielig erweisen kann, dass man sich gezwungen sehen wird, mit der geschaffenen Nothlage so gut, wie es geht, auszukommen.

Es folgt hieraus, dass man gut thut, den erwähnten Ausgleichungscoefficienten nicht zu niedrig zu greifen; in diesem Sinne wird es sich empfehlen, denselben je nach Complication der Anlage, insbesondere je nach Länge und Complication der Rohrleitungen zwischen den Grenzen 1,25 und 1,75 variiren zu lassen.

V.

Die vorangegangenen Entwickelungen bedürfen noch einer den Reibungswiderständen Rechnung tragenden Ergänzung, mit deren Darstellung wir uns im Nachfolgenden beschäftigen wollen.

Sämmtliche Reibungswiderstände einer hydraulischen Hebevorrichtung lassen sich, wenn man den Begriff Reibungswiderstände in einem erweiterten Sinne auffasst und hierunter auch Ketten- und Seilbiegungswiderstände sowie die Energieverluste begreift, welche durch Aenderung von Richtung und Geschwindigkeit der Bewegung der Wassertheilchen veranlasst werden, in folgende zwei Classen eintheilen:

1) in solche Reibungswiderstände, welche von der kinematischen Verbindung der starren Systemglieder unter sich herrühren und

2) in solche Reibungswiderstände, welche durch die kinematische Verbindung der flüssigen und starren Systemglieder mit einander verursacht werden.

Beide Classen Reibungswiderstände unterscheiden sich dadurch wesentlich von einander, dass die erste Classe unabhängig oder wenigstens nahezu unabhängig von der Geschwindigkeit der Systembewegung und die zweite abhängig von dieser Geschwindigkeit ist.

Die Reibungswiderstände der ersten Classe repräsentiren hiernach, wie man sofort übersieht, in ihrem Gesammtwerth eine sich gleich bleibende Kraft, welche von dem Wasserdrucke überwunden werden muss. Dieselbe ist folglich für die Auffahrt als eine Vergrösserung und für die Niederfahrt als eine Verringerung der Kolbenbelastung aufzufassen und in diesem Sinne bei der Berechnung der treibenden Druckhöhe in Rücksicht zu nehmen.

Nicht so einfach ist die Lösung der vorliegenden Aufgabe für die zweite Classe der Reibungswiderstände. Während die Reibungswiderstände der ersten Classe einen während der Dauer der Kolbenbewegung sich gleich bleibenden Theil der treibenden Druckhöhe beanspruchen, bedingt die Abhängigkeit, in welcher die Reibungswiderstände der zweiten Classe von der Geschwindigkeit der Bewegung des Systems stehen, eine dauernde Wechselbeziehung zwischen demjenigen Theile des treibenden Druckes, welcher zu ihrer Ueberwindung verwendet wird und demjenigen Theile des treibenden Druckes, der für Massenbeschleunigung nutzbar zur Wirkung gelangt. Diese Wechselbeziehung, vereint mit der Veränderlichkeit des Gesammtwerthes der treibenden Druckhöhe, lässt sich, wie man von vorn herein erwarten wird, analytisch nur durch eine Differentialgleichung zum Ausdruck bringen, und diese Differentialgleichung ist so zusammengesetzt, dass ihre Integration mittelst Elementarfunction nicht möglich ist. Nachstehende Betrachtungen lehren indess, dass man dem gesteckten Ziele auch ohne streng mathematisches Verfahren für die Bedürfnisse der Praxis genügend nahe kommen kann:

Zunächst ist aus den Weisbach'schen Versuchen bekannt, dass die in Rede stehenden Reibungswiderstände sich nahezu proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit verhalten. Wenn man sich nun zu vergegenwärtigen sucht, in welcher Weise die Reibungswiderstände der zweiten Classe die Bewegung des Systems in den einzelnen auf einander folgenden Zeitabschnitten beeinflussen, so wird man leicht erkennen, dass die Reibungswiderstände in den ersten Zeitabschnitten, in welchen die Bewegung des Systems eine beschleunigte ist, sehr schnell anwachsen müssen und in dem letzten Zeitabschnitte, in welchem die Bewegung eine verzögerte ist, sehr schnell abnehmen müssen. Hieraus wird man folgern müssen, dass der Einfluss der Reibungswiderstände darin besteht, in den ersten Zeitabschnitten die Zunahme der Geschwindigkeit und in dem letzten Zeitabschnitte die Abnahme der Geschwindigkeit zu verlangsamen und demnach die Bewegung des Systems für den grösseren Theil des Kolbenweges einer gleichförmigen zu nähern. Wenn man nun ferner in Betracht zieht, wie wenig abgeschlossen bis heute die Auswerthung der in Rede stehenden Reibungswiderstände ist, und zugleich sich der praktischen Gesichtspunkte erinnert, welche am

Schlusse des vorigen Paragraphen erörtert wurden, so wird man einräumen, dass man einen Fehler von geringer praktischer Bedeutung begeht, wenn man die Reibungswiderstände der zweiten Classe in der Weise als constant behandelt, dass man zu ihrer Berechnung die durchschnittliche Geschwindigkeit des Arbeitskolbens zu Grunde legt. Da aber diese Geschwindigkeit von vorn herein nicht bekannt ist, so ist man genöthigt, den Werth derselben zunächst schätzungsweise anzunehmen, alsdann mit Benutzung der auf diese Weise corrigirten treibenden Druckhöhe nach den vorhin aufgestellten Gleichungen die durchschnittliche Geschwindigkeit des Systems zu berechnen und nun rückwärts durch nachträgliche Bestimmung der Reibungswiderstände auf Grund der so gefundenen Geschwindigkeit zu untersuchen, ob man bei ihrer vorläufigen Bestimmung richtig gegriffen hat. Ein am Schlusse dieser Arbeit behandeltes Zahlenbeispiel wird diesen Gang der Rechnung weiter klar legen.

Es erübrigt noch, darzulegen, wie die Grösse der gesammten Reibungswiderstände bei hydraulischen Hebevorrichtungen zu bestimmen ist.

Die Berechnung der ersten Classe der Reibungswiderstände darf, soweit es sich um Zapfenreibung, Kettensteifigkeit u. s. w. handelt, als bekannt vorausgesetzt werden. Dagegen erscheint es geboten, einige Bemerkungen über die Berechnung der Reibung bei den zur Abdichtung des Arbeits- und Accumulatorkolbens üblich angewendeten Ledermanschetten anzufügen.

Nach den sehr lehrreichen und mit grosser Sorgfalt durchgeführten Versuchen von Hick (im Auszuge im Jahrgang 1866, S. 106 der „Verhandl. des Vereines zur Beförd. d. Gewerbfl. in Preussen") ist die Reibung bei der Manschettendichtung annähernd proportional dem Wasserdrucke, umgekehrt proportional dem Kolbendurchmesser und — was sehr bemerkenswerth ist — unabhängig von der Länge der Manschettten. Bezeichnet nämlich R die Reibung, P den Wasserdruck auf den Kolben in Kilogramm und D den Kolbendurchmesser in Centimeter, so ergeben die Hick'schen Versuche zwischen diesen Grössen folgende Beziehung:

$$R = 0{,}15 \cdot \frac{K}{D},$$

wofür man auch

$$r = 0{,}15 \cdot \frac{k}{D}$$

schreiben kann, wenn man unter r die Manschettenreibung und unter k den Wasserdruck pro Quadratcentimeter Kolbenfläche versteht. Es bestimmt sich folglich die Druckhöhe h_m^0 in Centimetern, welche zur Ueberwindung der Manschettenreibung erforderlich ist, durch:

$$h_m^0 = 150 \cdot \frac{k}{D} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

Die Reibungswiderstände der zweiten Classe zerfallen

1) in die Widerstände, welche durch die Reibung der Wassertheilchen an den Wandungen der Rohrleitungen hervorgerufen werden;

2) in die Widerstände, welche durch Aenderung von Querschnitt oder Richtung des Wasserstromes erzeugt werden.

Zu 1) Nach den Weisbach'schen Versuchen beträgt der durch die Reibung in den Rohrleitungen verursachte Verlust an treibender Druckhöhe

$$h_r^0 = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31),$$

worin λ ein Erfahrungscoefficient, l die Länge der Rohrleitung und d den Durchmesser derselben bedeuten. λ ist abhängig von v und beträgt für v in Meter

$$\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}.$$

Zur Erleichterung der Rechnung sind in nachstehender Tabelle die Werthe von λ für die hier vorzugsweise in Betracht kommenden Geschwindigkeiten von $0^m{,}5$ bis $3^m{,}00$ zusammengestellt:

$v =$	0,5	0,75	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00
$\lambda =$	0,0278	0,0253	0,0239	0,0229	0,0222	0,0211	0,0204	0,0198.

Zu 2) Querschnittsänderungen veranlassen, wenn man die Richtung des Wasserstromes ins Auge fasst, entweder den Uebergang aus einem grösseren Querschnitt in einen kleineren oder den umgekehrten Uebergang.

Die Rohrleitungen einer hydraulischen Hebevorrichtung bestehen in der Regel aus einem kurzen Zweigrohre von kleinerem Querschnitte, welches sich an den Arbeitscylinder anschliesst und die Abschlussvorrichtungen enthält, und aus einem langen Hauptrohre von grösserem Querschnitt, welches bei der Zuflussleitung die Communication mit dem Druckreservoir bezw. mit dem Accumulator und bei der Abflussleitung die Communication mit dem Zwischenreservoir bezw. mit der äusseren Atmosphäre herstellt. Uebergänge der ersten Art sind also vorhanden:

1) An der Einmündung des Hauptrohrs der Zuflussleitung in den Druckcylinder bezw. Accumulator;

2) an der Einmündung des Zweigrohrs in das Hauptrohr der Zuflussleitung;

3) an der Einmündung des Zweigrohrs in den Arbeitscylinder für die Niederfahrt des Kolbens.

Der Verlust an treibender Druckhöhe an diesen Uebergängen (durch Contraction des Wasserstromes verursacht) wird nach Weisbach gemessen durch

$$h_c^0 = 0{,}505 \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32),$$

wenn man unter v die Geschwindigkeit im engeren Querschnitte bezeichnet und eine Abrundung der Uebergangsstelle nicht voraussetzt. Uebergänge der zweiten Art sind vorhanden

1) an der Einmündung des Zweigrohrs der Zuflussleitung in den Arbeitscylinder für die Auffahrt des Kolbens;

2) an der Einmündung des Zweigrohrs in das Hauptrohr der Abflussleitung für die Niederfahrt des Kolbens.

Hier entsteht ein Verlust an treibender Druckhöhe durch einen Energieverlust, verursacht durch den Anprall der sich in engerem Querschnitt mit grösserer Geschwindigkeit bewegenden Wassertheilchen gegen die

im weiteren Querschnitte mit geringerer Geschwindigkeit fortfliessenden.

Auf Grund der Hypothese, dass die einzelnen die Uebergangsstelle passirenden Wassertheilchen ihre Geschwindigkeit plötzlich herabmindern, wird der Betrag an Druckhöhe, welcher verbraucht wird, um den durch den erwähnten Anprall verursachten Verlust an Energie auszugleichen, ausgedrückt durch die bekannte Borda'sche Formel:

$$h^{o} = \left(\frac{f}{\epsilon} - 1\right)\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33),$$

worin f den grösseren, ϵ den kleineren Rohrquerschnitt und v die Geschwindigkeit im ersteren bedeuten.

Wie bereits an anderer Stelle*) sehr richtig bemerkt wurde, wird die Hypothese des unvermittelten Ueberganges der grösseren Wassergeschwindigkeit in die kleinere und die daraus resultirende sprungweise Aenderung des Wasserstrom-Querschnittes sich nur in seltenen Fällen rechtfertigen lassen; viel näher liegt die Annahme, dass der Uebergang des kleineren Stromquerschnittes in den grösseren sich durch eine Zwischenzone von allmälig abnehmender Wassergeschwindigkeit herstellt. Beim Eintritt des Wasserstromes in den Arbeitscylinder wird letzteres um so mehr angenommen werden müssen, als der in der Regel ringförmige Querschnitt des Wasserlaufes im Arbeitscylinder kaum erwarten lässt, dass sich die Wassertheilchen in demselben auch nur annähernd mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegen. Allein einerseits mit Rücksicht auf die Angabe von Weisbach, dass die Resultate der Borda'schen Formel mit seinen Versuchen hinreichend übereingestimmt haben, und andererseits mit Rücksicht auf die am Schlusse des § IV erörterten praktischen Momente ist es zu empfehlen, die Borda'sche Formel bei der Berechnung des in Rede stehenden Druckhöhenverlustes zu Grunde zu legen. Dagegen wird es zur Ausgleichung einer eventuell zu hohen Veranschlagung des beregten Verlustes an Druckhöhe in den meisten Fällen gestattet sein, die Widerstände, welche durch Richtungsänderung des Wasserstromes, also durch Krümmungen der Rohrleitungen hervorgerufen werden, ausser Acht zu lassen und auch von der Inrechnungstellung der an der Durchgangsstelle der Abschlussvorrichtungen auftretenden Widerstände abzusehen, vorausgesetzt, dass letztere eine nach dieser Seite hin vortheilhafte Gestalt erhalten haben.

Man hat hierbei zu beachten, dass, wie bereits im Vorangegangenen bemerkt wurde, die Rechnung stets die Maximalleistung des Apparates und daher vollständig geöffneten Abschluss ins Auge fassen wird, während theilweise Oeffnung desselben, welche einen gesteigerten Druckhöhenverlust zur Folge haben würde, nur bei kleinen Lasten in Gebrauch kommt.

VI.

Zahlenbeispiel.

Berechnung einer hydraulischen Hebevorrichtung mit constantem Druckwasserspiegel und directer Lastbewegung (Fig. 1, S. 507) von Verhältnissen, wie sie bei Gichtaufzügen für Eisengiessereien vorzukommen pflegen.

Es betrage:

Die Reservoirdruckhöhe, worunter wir den Verticalabstand des Wasserstandes im Druckreservoir von der unteren Fläche des in höchster Stellung befindlichen Arbeitskolbens verstehen wollen, H . . . . $16^{m},8$

Der Hub des Arbeitskolbens s . . . . $3^{m},5$

Der Durchmesser des Arbeitskolbens D . . . 40^{cm}

Also Querschnitt desselben $f = \frac{40^2 \pi}{4} = 1256$.

Die Länge der Zuflussleitung l . . . . $100^{m},0$

Der Durchmesser des Hauptrohrs desselben d . 13^{cm}

Die Länge der Abflussleitung l' . . . . $20^{m},0$

Der Durchmesser des Hauptrohrs desselben d' . 13^{cm}

Der Durchmesser der freien Oeffnung des Zufluss- bezw. Abflussschiebers δ . . . . . . $6^{cm},5$

Also freier Schieberquerschnitt $\epsilon = \frac{6{,}5^2 . \pi}{4} = 33{,}18$.

Es sei ferner:

Das Gewicht des Arbeitskolbens . . . . . . 500^{k}

" " der Maximallast . . . . 1500^{k}.

A) Auffahrt.

Der Druck, welchen die untere Fläche des maximalbelasteten Kolbens auf den Quadratcentimeter der sie benetzenden Wasserfläche ausübt, berechnet sich mit $\frac{500 + 1500}{1256} = 1^{k},53$, welcher Belastung die Höhe einer Wassersäule von $15^{m},3$ entspricht.

Der Gegendruck, welchen der erwähnte Wasserspiegel auf die untere Kolbenfläche bei tiefster Stellung des Kolbens ausübt, wird gemessen:

1) durch die Reservoirdruckhöhe . . . . $16^{m},8$
2) durch den Auftrieb (Kolbenhub) . . . $3^{m},5$

zusammen durch eine Wassersäule von $20^{m},3$.

Es beträgt also der Bruttowerth der treibenden Druckhöhe bei Beginn der Bewegung

$$20{,}3 - 15{,}3 = 5^{m}.$$

Wenn wir annehmen, dass 25 pCt. dieses Werthes zur Ueberwindung der Reibungswiderstände verwendet werden müssen, so berechnet sich der Nutzwerth der treibenden Druckhöhe auf

$$h = 375^{cm}.$$

Wir bestimmen zunächst denjenigen Theil x' des Kolbenweges, für welchen die Geschwindigkeit des Kolbens ein Maximum wird.

Nach Gleichung (23) ist

$$x' = h + \frac{n'}{2m'} - \sqrt{\left(h + \frac{n'}{2m'}\right)^2 - \frac{n'h}{m'}},$$

wobei in vorliegendem Falle

$$m' = \frac{\epsilon \gamma g}{f(q + q_0 + l\gamma)} \quad \text{und} \quad n' = 2g\frac{\epsilon^2}{f^2}$$

zu setzen ist.

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$m' = \frac{33{,}18 . 0{,}001 . 981}{1256 . (1{,}53 + 100)} = 0{,}00225$$

$$n' = 2 . 981 . \frac{33{,}18^2}{1256^2} = 1{,}37$$

*) v. Bechtolsheim: „Ueber Wasserläufe", S. 478 d. B.

und

$$x' = 375 + \frac{1{,}37}{2 \cdot 0{,}00225} - \sqrt{\left(375 + \frac{1{,}37}{2 \cdot 0{,}00225}\right)^2 - \frac{1{,}37 \cdot 375}{0{,}00225}} = 196^{cm}.$$

Wir ermitteln ferner die Zeitdauer, welche der Kolben gebraucht, um die Wege x' und $s - x'$ zurückzulegen.

Nach Gleichung (10) ist

$$T_1 = \sqrt{\frac{f(q + q_a + l\gamma)}{\varepsilon \gamma g}} \text{ arc cos } \frac{h - x'}{h} \text{ *)}$$

und nach Gleichung (27)

$$T_2 = \frac{f}{\varepsilon}\left[\sqrt{\frac{2(h - x')}{g}} - \sqrt{\frac{2(h - s)}{g}}\right].$$

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$T_1 = \sqrt{\frac{1256 \cdot (1{,}53 + 10)}{33{,}18 \cdot 0{,}001 \cdot 981}} \text{ arc cos } \frac{375 - 196}{375} = 22{,}5 \text{ Secunden}$$

$$T_2 = \frac{1256}{33{,}18}\left[\sqrt{\frac{2(375 - 196)}{981}} - \sqrt{\frac{2(375 - 350)}{981}}\right] = 14 \text{ Secunden.}$$

Hieraus erhalten wir schliesslich die Dauer einer Kolbenfahrt:

$$T = T_1 + T_2 = 36{,}5 \text{ Secunden.}$$

Diese Zahl bedarf nach dem Schlusspassus des § V noch einer Correctur durch Multiplication auf einem Ausgleichungscoefficienten, welchen wir hier mit Rücksicht auf die Länge der Zuflussleitung und in der Voraussetzung, dass dieselbe reich an Krümmungen sei, gleich 1,5 setzen wollen.

Die effective Zeitdauer einer Auffahrt des Kolbens berechnet sich alsdann auf:

$$T_e = 1{,}5 \cdot 36{,}5 = \text{rot. } 50 \text{ Secunden.}$$

Es liegt uns nun ob, zu untersuchen, ob wir mit der Annahme, dass 25 pCt. der treibenden Druckhöhe zur Ueberwindung der Reibungswiderstände verbraucht werden, richtig gegriffen haben, zu welchem Zwecke wir die Reibungswiderstände der Reihe nach zahlenmässig feststellen.

a) Manschettenreibung.

Der Verlust an treibender Druckhöhe, welchen die Manschettenreibung verursacht, wird nach Gleichung (30) ausgedrückt durch

$$h^o_m = 150 \cdot \frac{k}{D}.$$

Der Maximalwerth von k beträgt nach dem Vorangegangenen $k = 2^k$, es ist $D = 40^{cm}$.

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$h^o_m = 150 \cdot {}^2/_{40} = 7^{cm}{,}5.$$

b) Rohrwandreibung.

Nach Gleichung (31) beträgt der Verlust an treibender Druckhöhe infolge der Rohrwandreibung

$$h^o_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Die durchschnittliche Geschwindigkeit des Arbeitskolbens beträgt nach dem Vorangegangenen:

$$\frac{s}{T_e} = {}^{350}/_{50} = 7^{cm} \text{ pro Secunde.}$$

Der überwiegende Theil der Zuflussleitung hat einen Durchmesser von 13^{cm} erhalten. Es ist folglich die durchschnittliche Wassergeschwindigkeit in derselben

$$7 \cdot \frac{40^2}{13^2} = 66^{cm} \text{ pro Secunde.}$$

*) Man beachte, dass des fehlenden Gegengewichts wegen $q_a = 0$ zu setzen ist.

Der Werth von λ ist aus der Tabelle S. 570 mit 0,026 zu entnehmen.

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$h^o_r = 0{,}026 \cdot \frac{10\,000}{13} \cdot \frac{66^2}{2 \cdot 981} = 44^{cm}{,}43.$$

c) Verlust an Druckhöhe beim Eintritt in das Hauptrohr der Zuflussleitung.

Dieser Druckhöhenverlust wird nach Gl. (32) ausgedrückt durch:

$$h^o_e = 0{,}505 \cdot \frac{v^2}{2g},$$

worin wie vorhin $v = 66^{cm}$ zu setzen ist.

Man erhält folglich:

$$h^o_e = 0{,}505 \cdot \frac{66^2}{2 \cdot 981} = 1^{cm}{,}1.$$

d) Verlust an Druckhöhe beim Eintritt in das Zweigrohr der Zuflussleitung.

Derselbe wird wie der vorige durch

$$h^o_e = 0{,}505 \cdot \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt.

Der Durchmesser der Zweigleitung beträgt $6^{cm}{,}5$. Die Wassergeschwindigkeit in derselben ist also

$$66 \cdot \frac{13^2}{6{,}5^2} = 264^{cm}.$$

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt

$$h^o_e = 0{,}505 \cdot \frac{264^2}{2 \cdot 981} = 18^{cm}.$$

e) Verlust an Druckhöhe beim Eintritt in den Arbeitscylinder.

Derselbe wird ausgedrückt durch Gleichung (33)

$$h^o_e = \left(\frac{f}{\varepsilon} - 1\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Nach dem Vorangegangenen ist

$$f = 1256^{qcm}, \quad \varepsilon = 33^{qcm}{,}18, \quad v = 7^{cm}.$$

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$h^o_e = \left(\frac{1256}{33{,}18} - 1\right)^2 \cdot \frac{7^2}{2 \cdot 981} = 36^{cm}.$$

Durch Addition sämmtlicher Widerstandshöhen erhält man schliesslich den Gesammtverlust an treibender Druckhöhe

$$\Sigma h^o = 7{,}5 + 44{,}43 + 1{,}1 + 18 + 36 = \text{rot. } 110^{cm}.$$

Der Bruttowerth der treibenden Druckhöhe war auf 5^m festgestellt; nach Abzug eines Verlustes von $1^m{,}1$ bleibt ein Nutzwerth derselben von $3^m{,}9$, während $3^m{,}75$ in Annahme gebracht waren. Diese Annahme erscheint also gerechtfertigt.

B) Niederfahrt.

Der Kolben sei unbelastet. Wenn wir voraussetzen, dass die Abflussleitung in gleichem Niveau mit der unteren Fläche des in höchster Stellung befindlichen Kolbens in den Arbeitscylinder einmündet, so erhalten wir für den Bruttowerth der treibenden Druckhöhe beim Beginn der Kolbenbewegung

$${}^{500}/_{1256} \cdot 10 = 3^m{,}99.$$

Mit Rücksicht auf die nicht bedeutende Länge der Abflussleitung wollen wir annehmen, dass nur 12 pCt.

der treibenden Druckhöhe zur Ueberwindung der Reibungswiderstände verbraucht werden. Der nutzbare Werth der treibenden Druckhöhe beläuft sich alsdann auf

$$h = 3{,}99\,(1 - 0{,}12) = 3{,}52,$$

wofür wir $h = 3^m{,}5$ setzen.

Indem wir denselben Gang der Rechnung wie bei der Auffahrt festhalten, zerlegen wir zunächst den ganzen Kolbenhub in die beiden Theile x'' und $s - x''$.

Nach Gleichung (25) ist

$$x'' = h' + \frac{n_0}{m_0} - \sqrt{\left(h' + \frac{n_0}{m_0}\right)^2 - \frac{n_0}{m_0}\,h'},$$

worin $m_0 = \frac{s\gamma g}{f(q + l\gamma)}$ und $n_0 = 2g\frac{s^2}{f^2}$ zu setzen ist.

Die Einsetzung der aus dem Vorangegangenen zu entnehmenden Zahlenwerthe ergiebt:

$$m_0 = \frac{33{,}18 \,.\, 0{,}001 \,.\, 981}{1256 \,.\, (0{,}399 + 2000 \,.\, 0{,}001)} = 0{,}0108$$

$$n_0 = 2 \,.\, 981 \cdot \frac{33{,}18^2}{1256^2} = 1{,}37$$

$$x'' = 350 + \frac{1{,}37}{0{,}0108} - \sqrt{\left(350 + \frac{1{,}37}{0{,}0108}\right)^2 - \frac{1{,}37}{0{,}0108} \cdot 350} = 49^{cm}$$

und hieraus:

$$s - x'' = 350 - 49 = 301^{cm}.$$

Die Zeitdauer für Zurücklegung der Kolbenwege x'' und $s - x''$ bestimmen die Gleichungen

$$T_1 = \sqrt{\frac{1}{m_0}}\,\text{arc cos}\,\frac{h - x''}{h}$$

und

$$T_2 = \frac{f}{s}\left(\sqrt{\frac{2\,(h - x'')}{g}} - \sqrt{\frac{2\,(h - s)}{g}}\right).$$

Die Einsetzung der Zahlenwerthe ergiebt:

$$T_1 = \sqrt{\frac{1}{0{,}0108}}\,\text{arc cos}\,\frac{350 - 49}{350} = 4{,}8 \text{ Secunden}$$

$$T_2 = 37{,}85\left(\sqrt{\frac{2\,(350 - 49)}{981}}\right) = 29{,}2 \text{ Secunden}$$

und

$$T = T_1 + T_2 = 4{,}8 + 29{,}2 = 34 \text{ Secunden.}$$

Mit Rücksicht darauf, dass die Abflussleitung eine erheblich geringere Länge als die Zuflussleitung erhalten hat, nehmen wir den Ausgleichungscoefficienten jetzt etwas kleiner und setzen ihn $= 1{,}4$. Wir erhalten alsdann als effective Zeitdauer für die Niederfahrt des unbelasteten Kolbens

$$T_e = 1{,}4 \,.\, 34 = \text{rot. } 50 \text{ Secunden.}$$

Es erübrigt nun noch, festzustellen, ob die Veranschlagung des Verbrauches der Reibungswiderstände an Druckhöhe mit $0^m{,}49$ zutreffend ist.

Die Auswerthung der einzelnen Reibungswiderstände ergiebt:

1) für die Manschettenreibung bei Zugrundelegung des Maximal-Wasserdruckes

$$h_m^0 = 150 \cdot \frac{k}{D} = 150 \cdot \frac{0{,}399}{40} = 1^{cm}{,}5;$$

2) für den Eintritt in das Zweigrohr der Ausflussleitung, wenn wir berücksichtigen, dass der Mittelwerth der Wassergeschwindigkeit in demselben

$$\frac{350}{50} \cdot \frac{40^2}{6{,}5^2} = 264^{cm}$$

beträgt:

$$h_e^0 = 0{,}505 \cdot \frac{v^2}{2g} = 0{,}505 \cdot \frac{264^2}{2 \,.\, 981} = 18^{cm};$$

3) für den Eintritt in das Hauptrohr der Abflussleitung, wenn wir berücksichtigen, dass die Wassergeschwindigkeit durchschnittlich

$$\frac{350}{50} \cdot \frac{40^2}{13^2} = 66^{cm}$$

beträgt:

$$h_e^0 = \left(\frac{d^2}{\delta^2} - 1\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{13^2}{6{,}5^2} - 1\right)^2 \cdot \frac{66^2}{2 \,.\, 981} = 7^{cm}$$

und endlich

4) für die Reibung an den Innenwänden des Hauptrohrs

$$h_r^0 = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0{,}026 \cdot \frac{2000}{13} \cdot \frac{66^2}{2 \,.\, 981} = 9^{cm}{,}4.$$

Die Addition der Widerstandshöhen ergiebt schliesslich

$$\Sigma h^0 = 1{,}5 + 18 + 7 + 9{,}4 = 45^{cm}{,}9,$$

während wir 49^{cm} angenommen haben, so dass also genügende Uebereinstimmung vorhanden ist.

Technische Literatur.

Verschiedenes.

Specialkatalog für mechanische Technologie, mechanisches Kleingewerbe, Maschinenbaukunde und Berg- und Hüttenwesen, einschliesslich aller Hilfswissenschaften als: Technisches Zeichnen, technische Tabellen, Mechanik, Physik, mechanische Wärmetheorie u. s. w. Fünfte vermehrte Auflage. Berlin, 1878. Polytechnische Buchhandlung. —

Der Kreis der Fächer, welche der vorliegende Katalog umfasst, ist in dem Titel fast vollständig angegeben, wir wollen nur noch hinzufügen, dass auch Glasindustrie und die kritischen Ausgaben der auf die Industrie bezüglichen Gesetze vertreten sind. Nebenbei haben wir die Vollständigkeit zu rühmen, die übersichtliche Anordnung und Sonderung der einzelnen Fächer, durch ein Namenregister und specielles Inhaltsverzeichniss unterstützt, hervorzuheben und noch zu bemerken, dass auch die Ausstattung eine recht ansprechende ist. R. Z.

Ingenieurkalender für Maschinen- und Hüttentechniker. 1879. Eine gedrängte Sammlung der wichtigsten Tabellen, Formeln und Resultate aus dem Gebiete der gesammten Technik nebst Notizbuch. Unter gef. Mitwirkung mehrerer Bezirksvereine des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitet von P. Stühlen, Eisengiessereibesitzer in Deutz. Vierzehnter Jahrgang. (Preis: je nach Einband 3,25 ℳ und 4,25 ℳ). Essen. G. D. Baedeker. —

Der Herausgeber dieses ältesten aller maschinentechnischen Kalender ist noch immer unablässig bemüht, durch Ergänzungen, Zusätze und Verbesserungen den Inhalt seines Taschenbuches immer brauchbarer zu machen. So hat der neue Jahrgang namentlich in der Hydraulik und der Papierfabrikation werthvolle Zusätze erhalten, auch sind willkommene Notizen und Tabellen über die Dimensionen der Dampfcanäle, über Gewinde und Siederöhren hinzugekommen. Nichts desto weniger ist der Umfang derselbe geblieben, auch, unserem vorjährigen Wunsche entsprechend, alles möglichst auf dem alten Platze gelassen.

Auch hat der Herausgeber mit Genehmigung des Vereines die von letzterem aufgestellten Honorar-Normen dem Kalender angefügt.

Danach wird dieser auch im neuen Jahre der altgewohnte Auskunftgeber der Fachgenossen bleiben. R. Z.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

ATLAS

zur

Zeitschrift

des

Vereines deutscher Ingenieure.

Band XXII.

(Zweiundzwanzigster Jahrgang.)

1878.

Enthaltend 28 lithographirte Tafeln und 21 Blatt Zeichnungen im Text.

Berlin.

Selbstverlag des Vereines.

Commissions-Verlag von Rudolph Gaertner.

Mohren-Strasse 13/14.

INHALT.

Im Text.

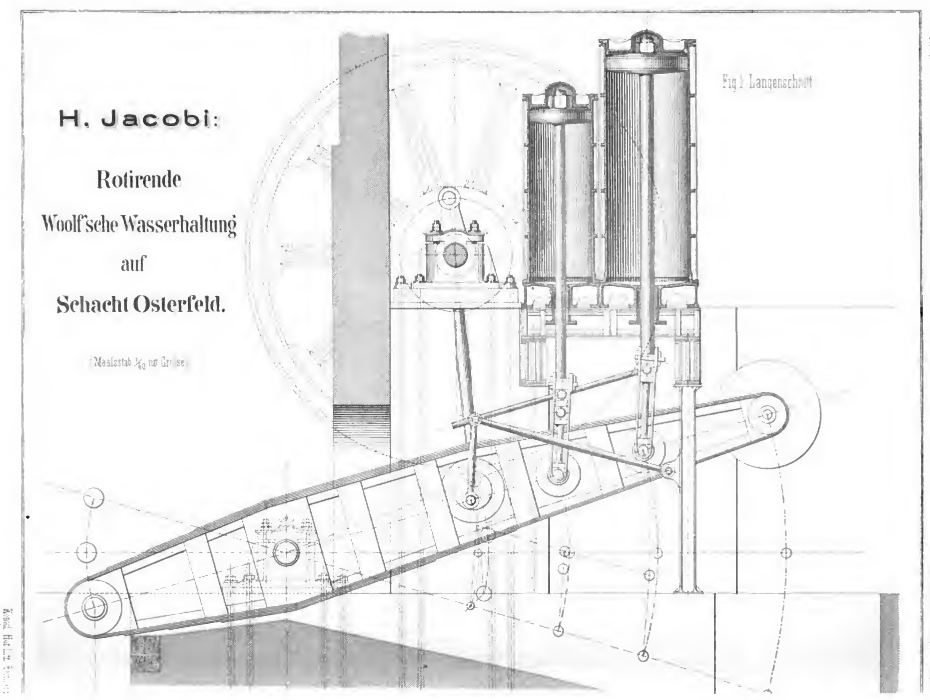
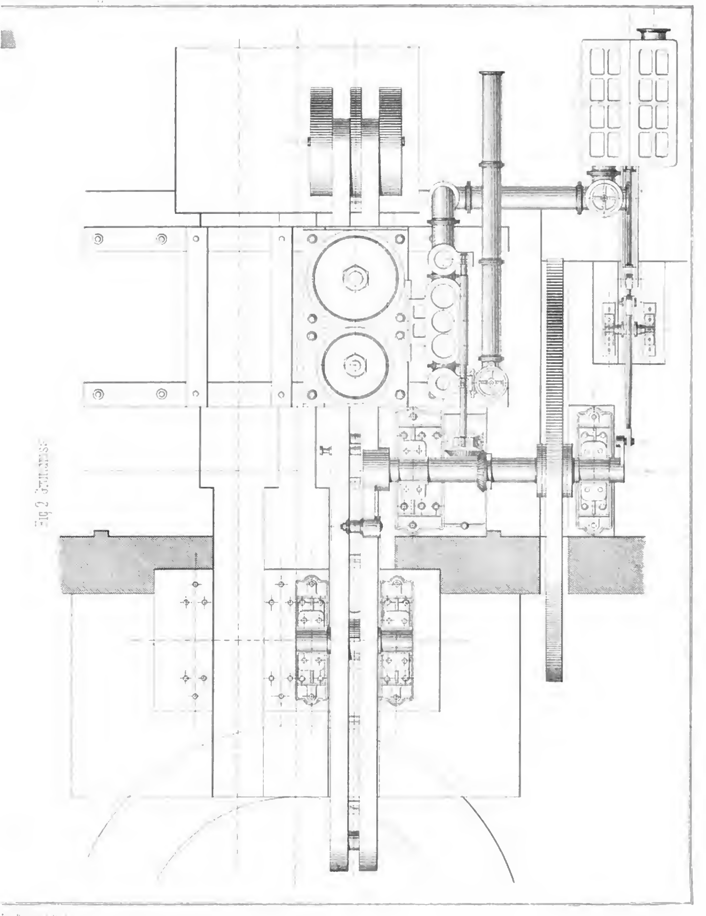
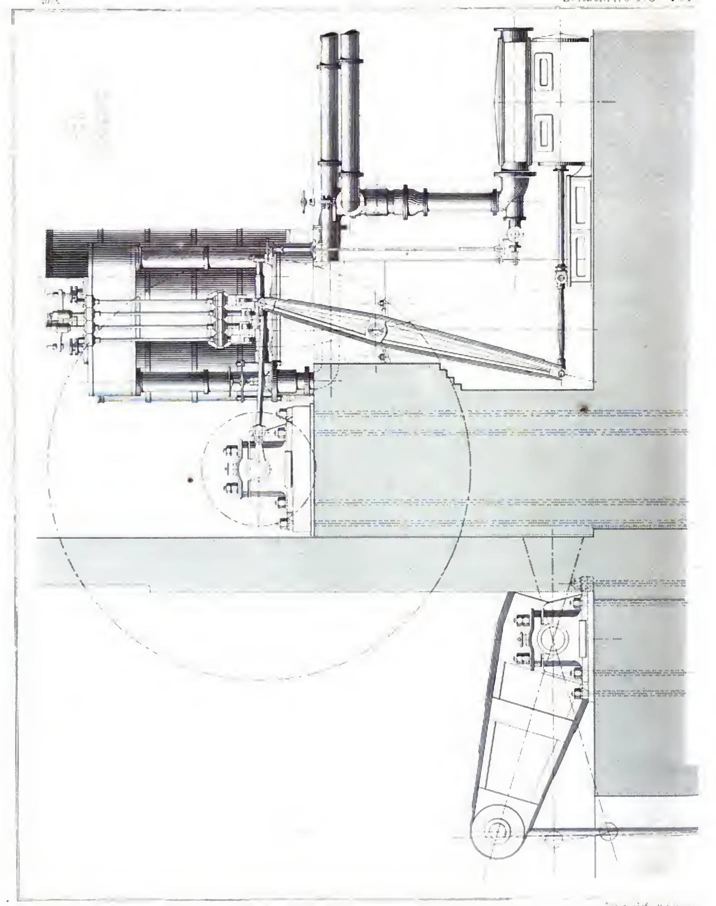
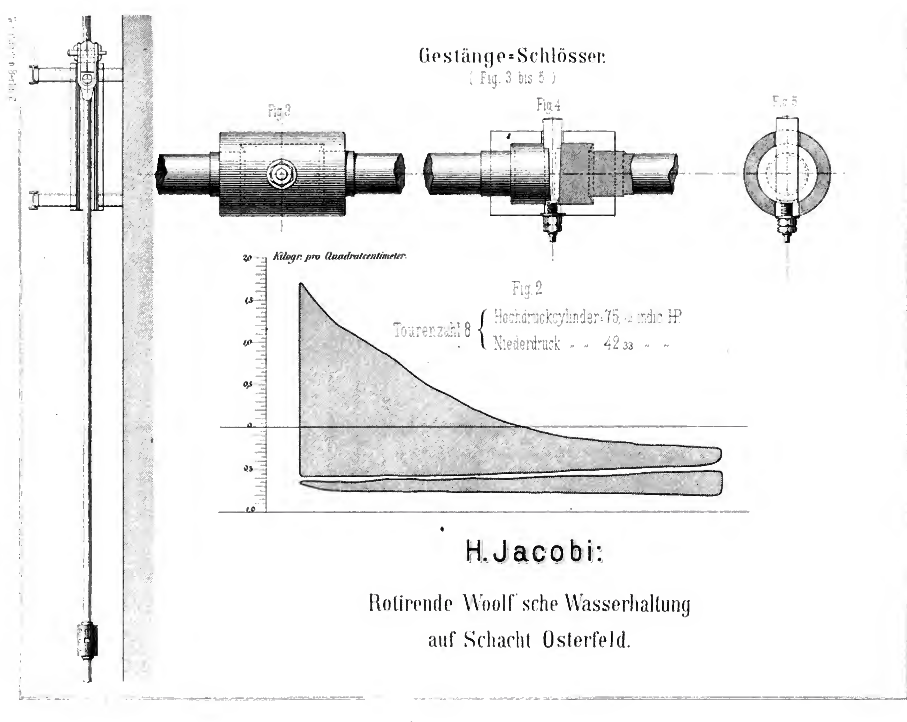


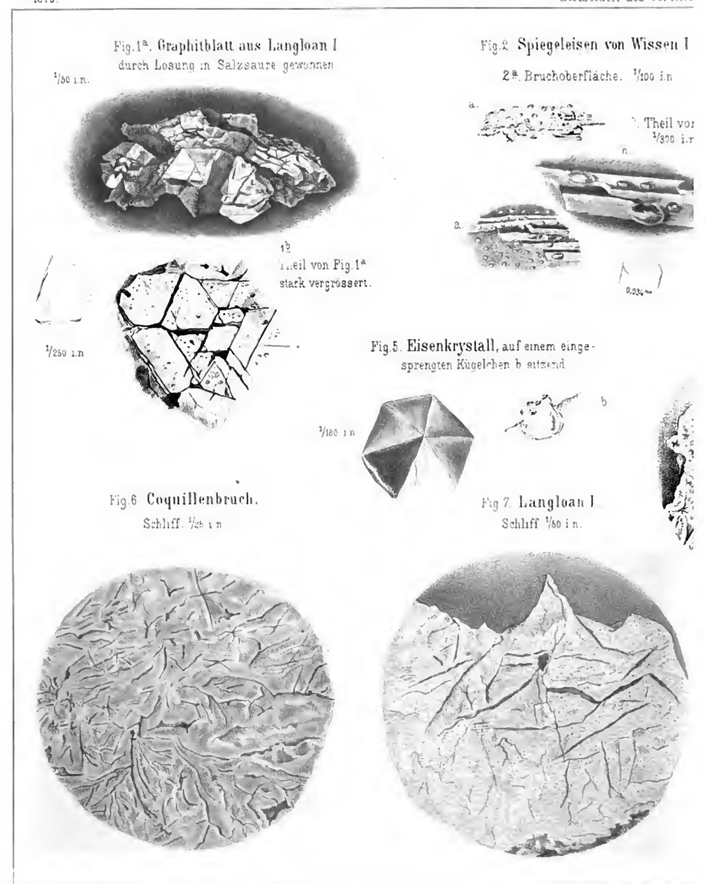
Fig. 1. Langenschnitt
H. Jacobi:
Rotirende
Woolf'sche Wasserhaltung
auf
Schacht Osterfeld.
Maassstab 1/40 nat. Grösse



Lith. Burgau i. Berlin




Gestänge-Schlösser.
(Fig. 3 bis 5)
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 5
Kilogr. pro Quadratcentimeter.
2,0
1,5
1,0
0,5
0
0,5
1,0
Fig. 2
Tourenzahl 8
Hochdruckcylinder: 75, indic HP
Niederdruck „ „ 42,33 „ „
H. Jacobi:
Rotirende Woolf'sche Wasserhaltung
auf Schacht Osterfeld.


Fig. 1ª. Graphitblatt aus Langloan I
durch Lösung in Salzsäure gewonnen
1/50 i.n.
1b
Theil von Fig. 1ª
stark vergrössert.
1/250 i.n
Fig. 2 Spiegeleisen von Wissen I
2ª. Bruchoberfläche. 1/100 i.n
a.
Theil vo
1/300 i.n
a.
Fig. 5. Eisenkrystall, auf einem einge-
sprengten Kügelchen b sitzend
1/180 i.n
b
Fig. 6 Coquillenbruch.
Schliff. 1/25 i.n
Fig. 7. Langloan I
Schliff 1/50 i.n.

2ª

Fig. 3. Krystalldruse.
nat. Gr.



Fig. 4. Tannenbaumförmiges Eisenkrystall.
1/80 i. n



Fig. 9 Spiegeleisen II. Rolandshütte
Schliff mit schwefelsaurer Magnesia angeätzt
1/200 i. n

Fig. 8 Kenneil.
Schliff mit schwefelsaurem Kupferoxyd angeätzt
1/60 i. n

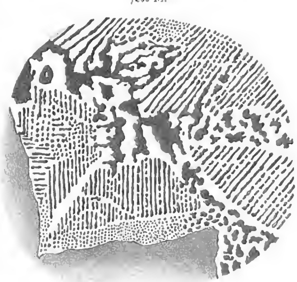
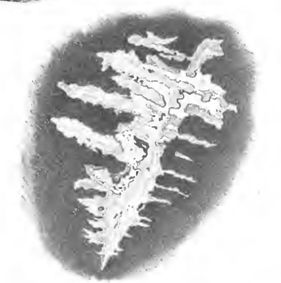
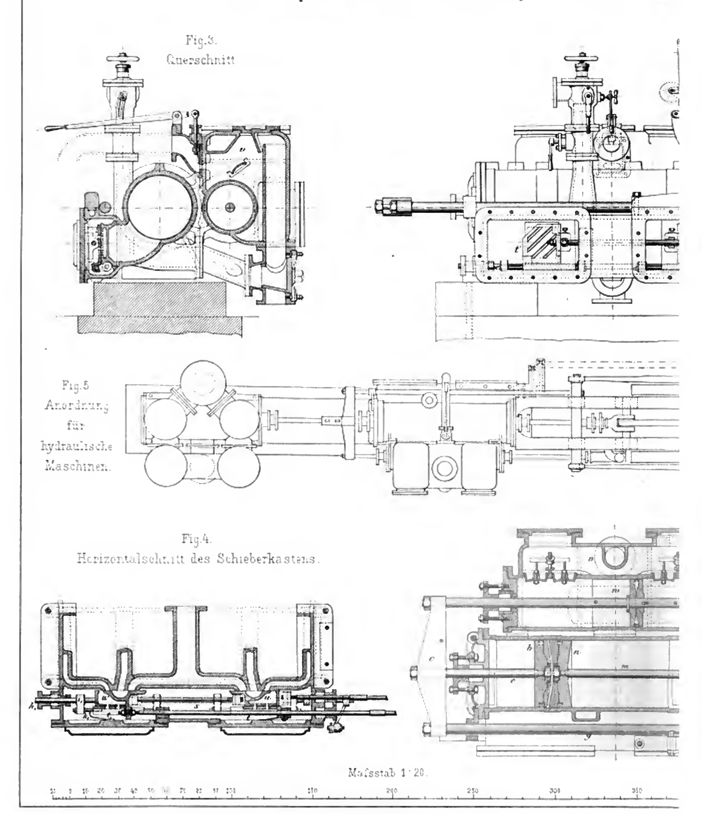


Fig. 10
Tannenbaumförmiges
Eisenkrystall.
Schliff 1/80 i. n.

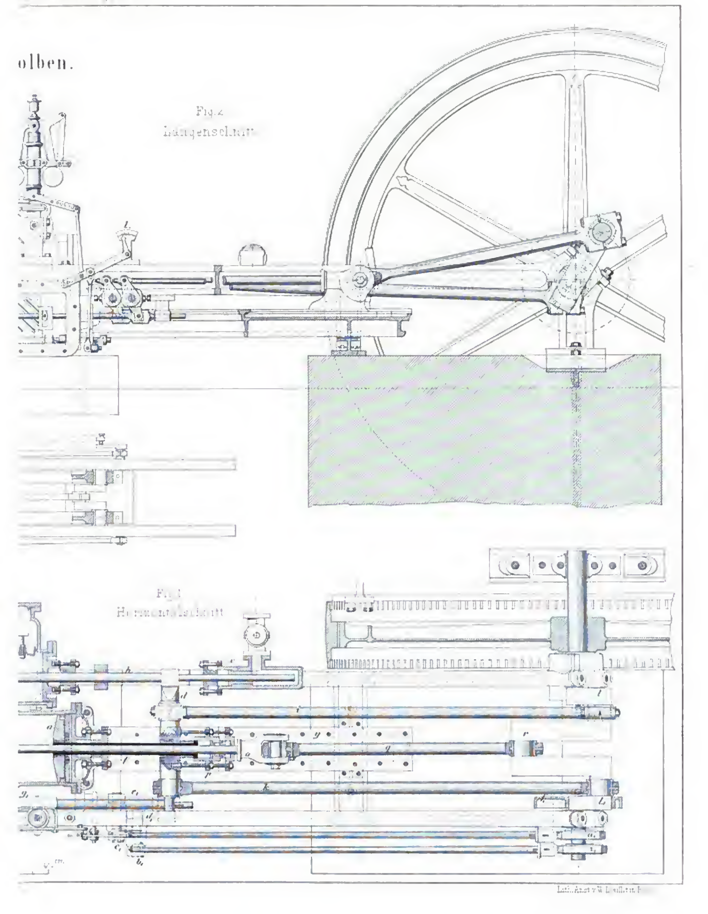


A. Martens:

Ueber die mikroskopische Untersuchung des Eisens.


M. Westphal:
Woolf'sche Dampfmaschine mit einem Cylinder und drei
Fig. 3.
Querschnitt
Fig. 5
Anordnung
für
hydraulische
Maschinen.
Fig. 4.
Horizontalschnitt des Schieberkastens.
Mafsstab 1 : 20.

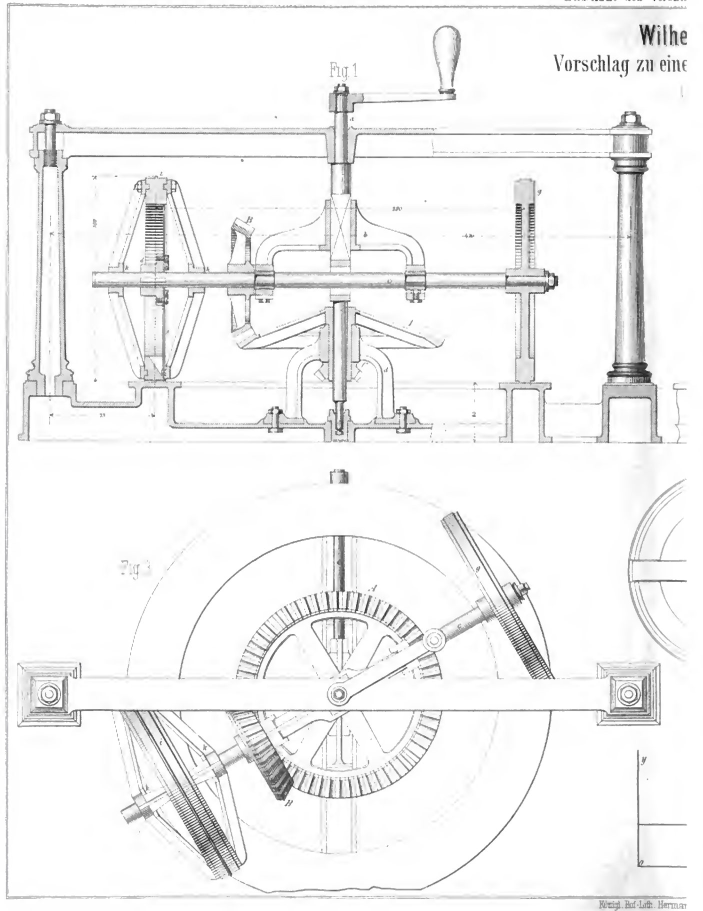
olben.



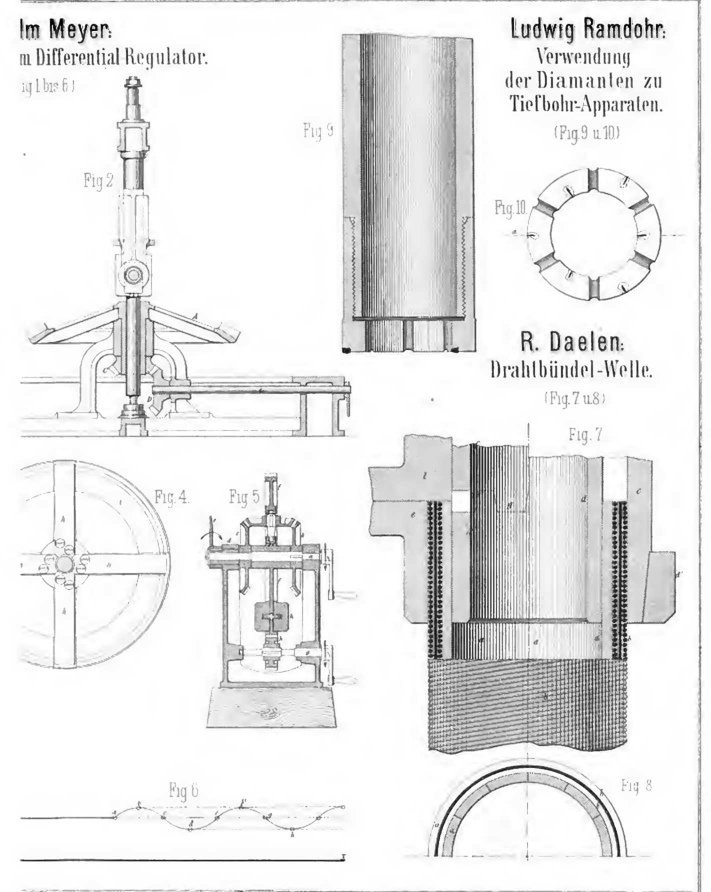
Lith. Anst. v. W. Loeillot in Berlin

Wilhe

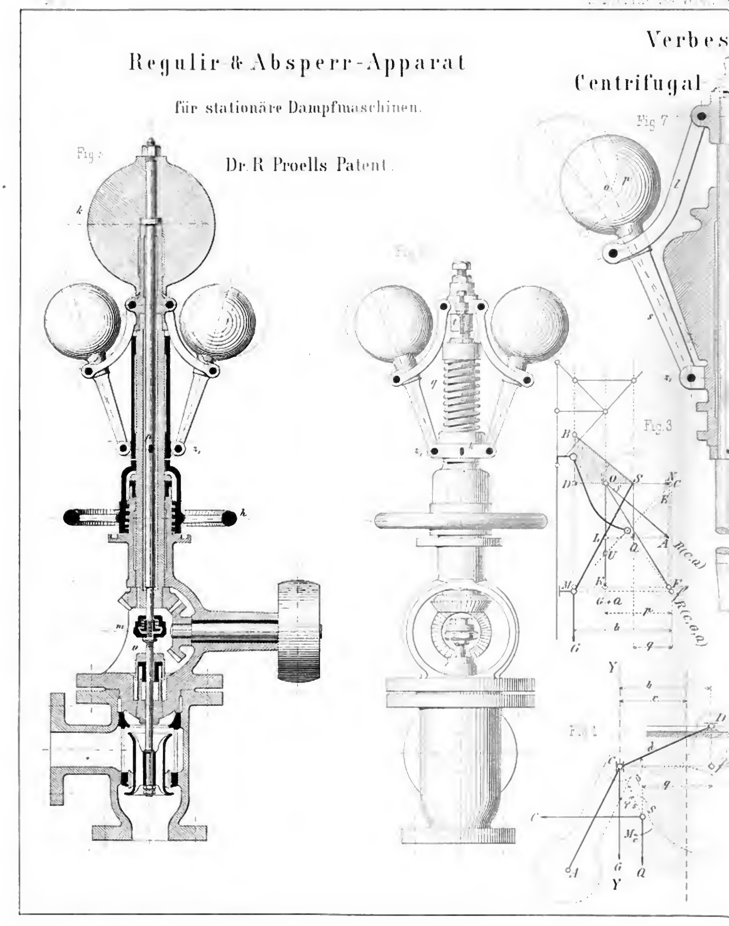
Vorschlag zu eine



Königl. Hof-Lith. Herman



Veit Burgstr. 6 Berlin C.



Regulir & Absperr-Apparat
für stationäre Dampfmaschinen.
Dr. R Proells Patent.
Verbes
Centrifugal
Fig 7
Fig. 3

erter

Regulator.

Regulir- & Absperr-Apparat

für Locomobilen.

Fig 1

Fig 2

Fig 4

Fig 6

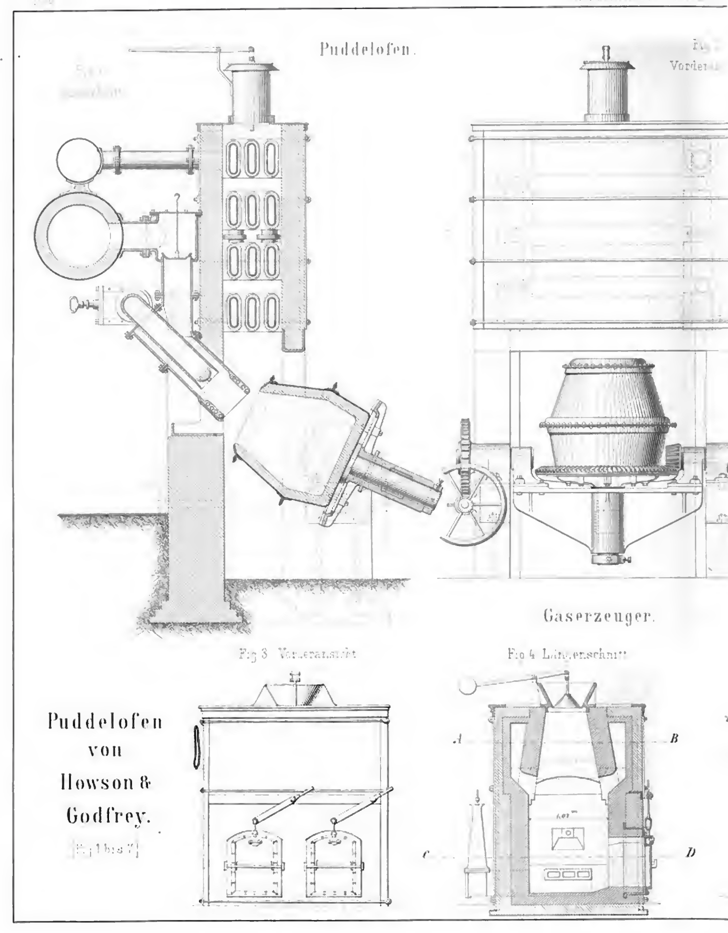
Seilpolygon

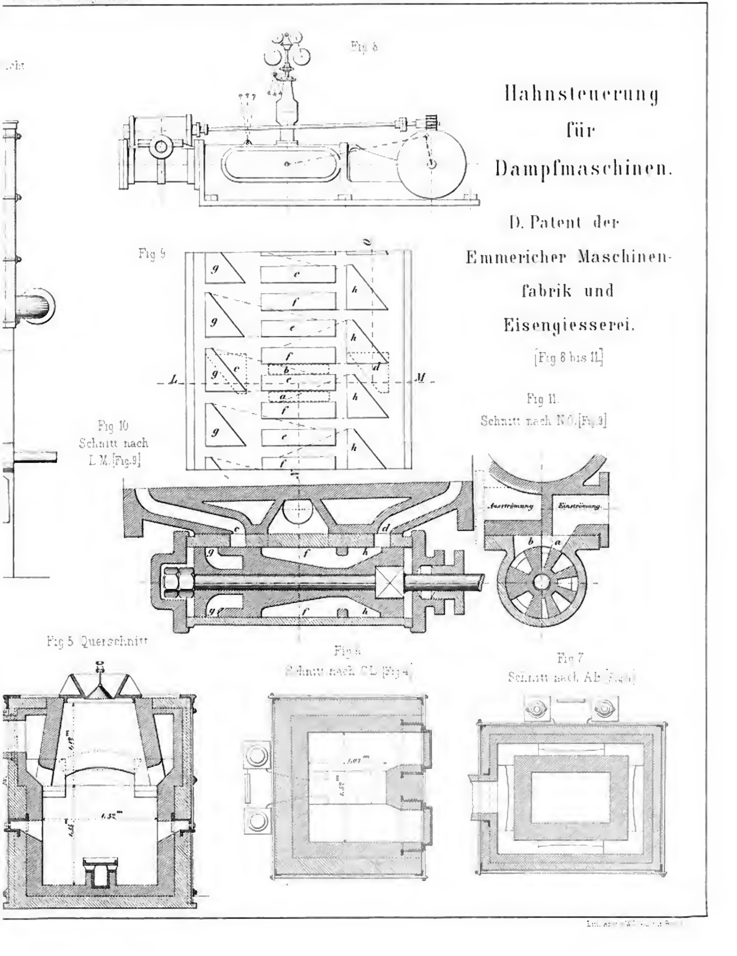
Kraft-polygon

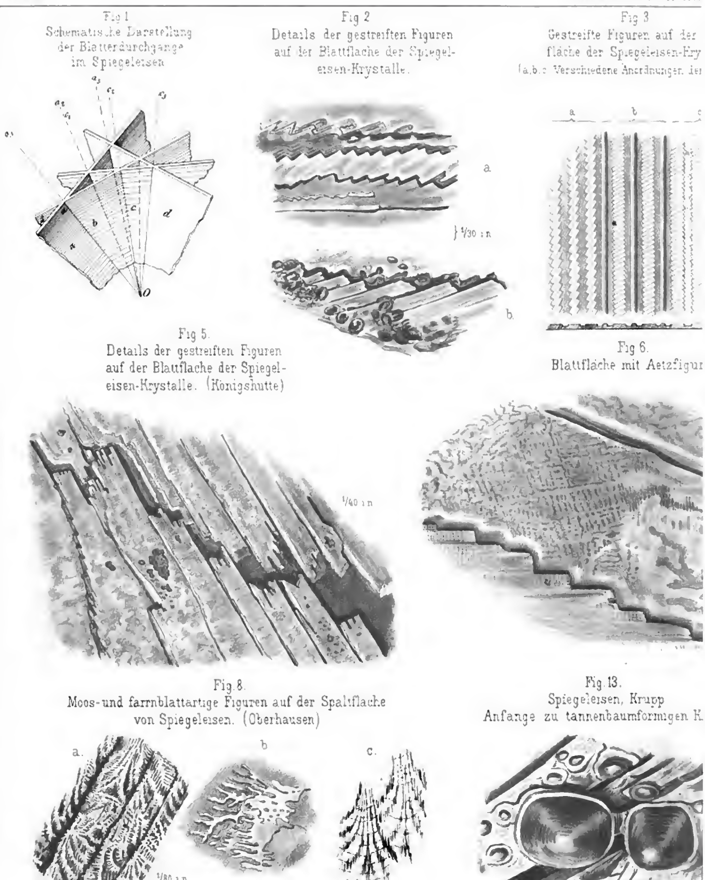
Regulatoraxe






Puddelofen.
Gaserzeuger.
Fig 3 Vorderansicht
Fig 4 Längenschnitt
Puddelofen
von
Howson &
Godfrey.
A
B
C
D


Hahnsteuerung
für
Dampfmaschinen.
D. Patent der
Emmericher Maschinen-
fabrik und
Eisengiesserei.
[Fig 8 bis 11]
Fig 9
Fig 10
Schnitt nach
L M. [Fig.9]
Fig 11.
Schnitt nach N O. [Fig.9]
Ausströmung
Einströmung
Fig 5 Querschnitt
Fig 7


Fig 1
Schematische Darstellung der Blätterdurchgänge im Spiegeleisen
Fig 2
Details der gestreiften Figuren auf der Blattfläche der Spiegeleisen-Krystalle.
a
b.
1/30 i.n
Fig 3
Gestreifte Figuren auf der fläche der Spiegeleisen-Kry
(a.b.c Verschiedene Anordnungen der
a
b
c
Fig 5.
Details der gestreiften Figuren auf der Blattfläche der Spiegeleisen-Krystalle. (Königshütte)
1/40 i.n
Fig 6.
Blattfläche mit Aetzfigur
Fig.8.
Moos-und farrnblattartige Figuren auf der Spaltfläche von Spiegeleisen. (Oberhausen)
a.
b
c.
1/80 i.n
Fig.13.
Spiegeleisen, Krupp
Anfänge zu tannenbaumförmigen K.

…att-
…alle.
…streifen)

Fig 4.
Durchdringung zweier
Krystallblätter
(Königshütte.)

1/20 n.

…d

…r.

A. Martens:

Zur Mikrostructur des Spiegeleisens.

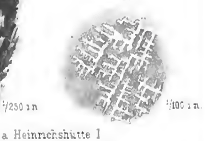
Fig 9
Moos- und farrnblattartige Figuren auf der
Spaltfläche von Spiegeleisen.

a.



1/250 n.

b.



1/100 n.

a Heinrichshütte I
b Oberhausen.

Fig 7
Spiegeleisen I Heinrichshütte
Spaltfläche.

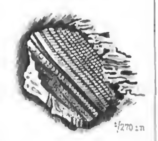
a



1/70 n.

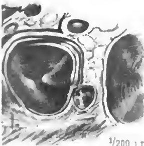
1/130 n.

Fig 10.
Spiegeleisen I
Heinrichshütte.
Bruch.



1/270 n.

…ystallen.



1/200 n.

Fig 11
Spiegeleisen, Krupp
Bruch. Krystallsäulen mit tropfen-
förmigen Höckern.



1/75 n.

Fig 12.
Spiegeleisen, Krupp.

1/130 n.





1/150 n.

Bruch
Höcker und An-
fänge von tan-
nenbaumförmigen
Krystallen.

Fig 14
Spiegeleisen, Krupp
Anfang von tannenbaumförmigen Krystallen



Fig 15
Spiegeleisen, Krupp
a Säulenförmiges Krystall
b c Eingefallenes Tropfchen
d Säulenförmiges Krystall mit voller Endfläche



Fig 17
Spiegeleisen, Krupp
Krystallsäulen und Höcker mit Anlauffarben



Fig 18.
Spiegeleisen, Krupp
Krystallfläche mit natürlichen Aetzfiguren, verschärft durch Salicylsäure



Fi
Natürliche A
Spiegeleisenkry
a. Allgemein
b. D
c. Treppenförm
d Rhombisc



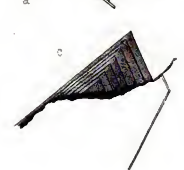
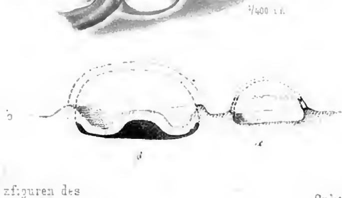


Fig. 16
Spiegeleisen, Krupp.
a Warzenförmige Ausscheidungen
b Details derselben.



A. Martens:

Zur Mikrostructur des Spiegeleisens.



…zfiguren des
…lles (Schema)
Anordnung.
…ls.
…e Vertiefung
Vertiefung

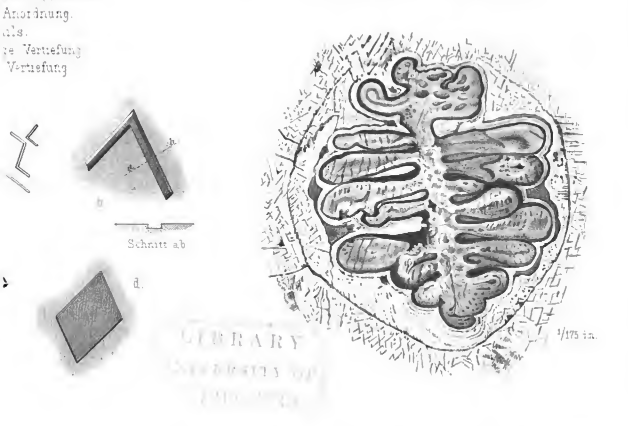
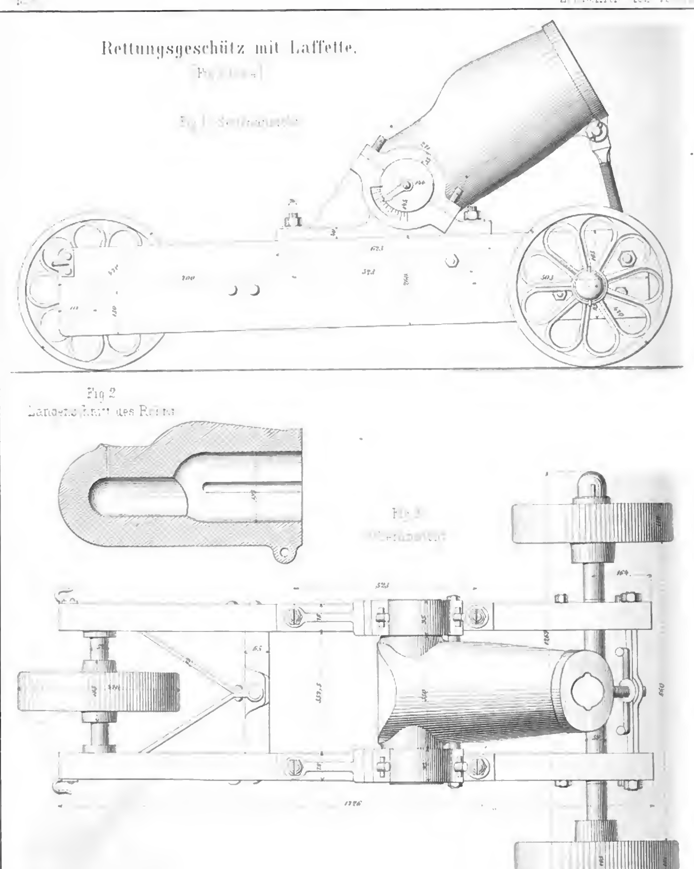
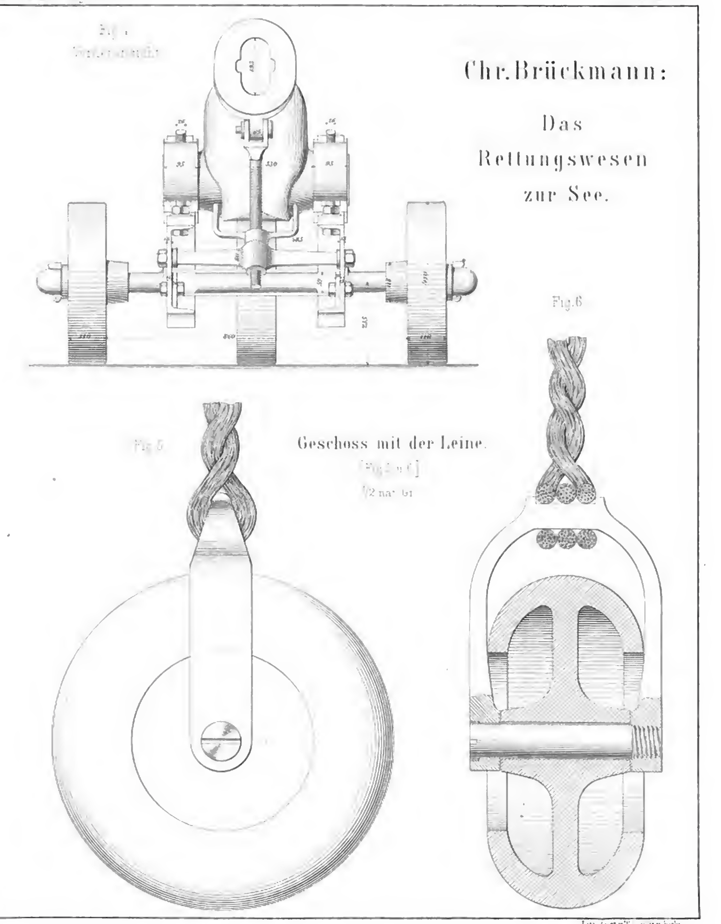


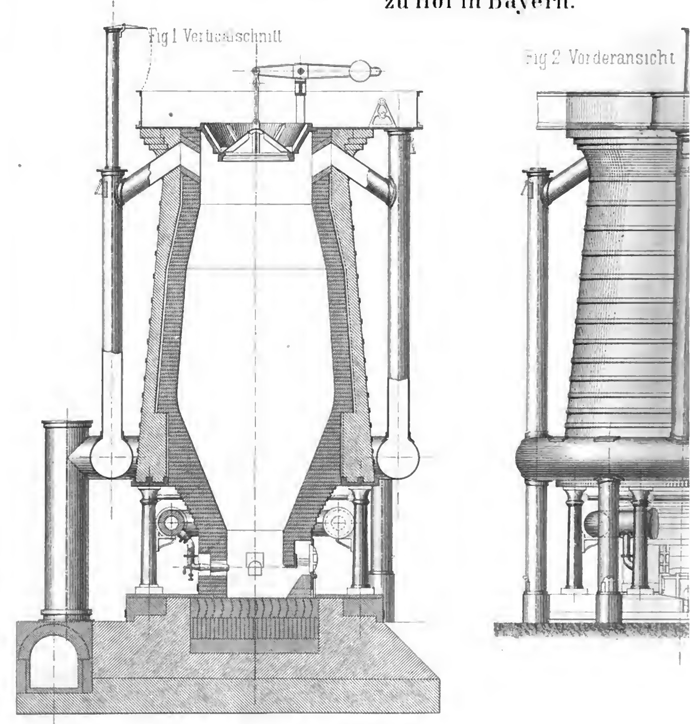
Fig. 20
Spiegeleisen, Krupp.
Splitter mit natürlichen Aetzfiguren.

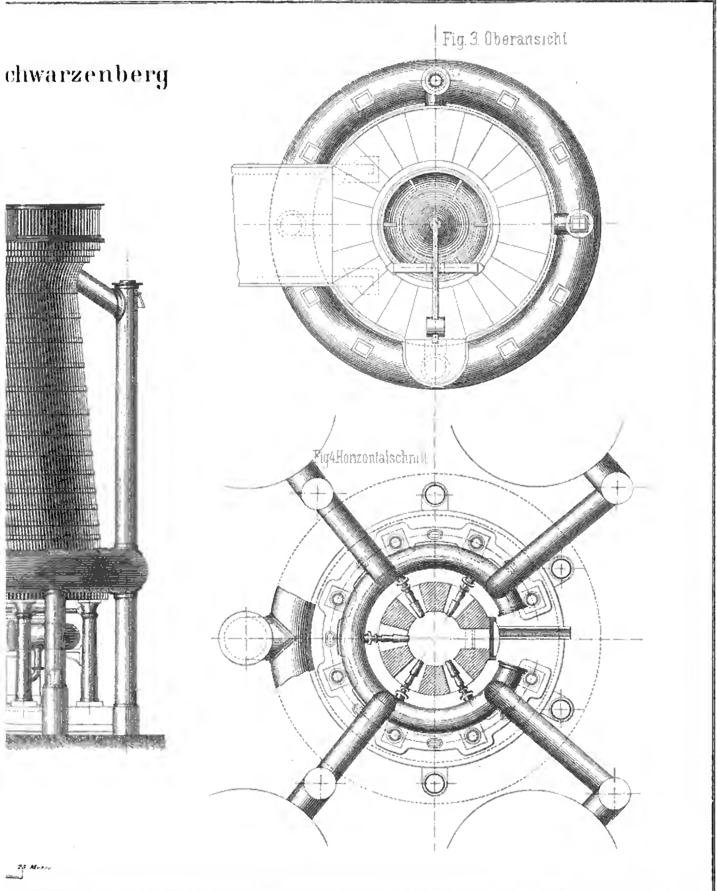
Lith. Anst. v. W. Loeillot in Berlin


Rettungsgeschütz mit Laffette.
Fig. 2
Längenschnitt des Rohrs



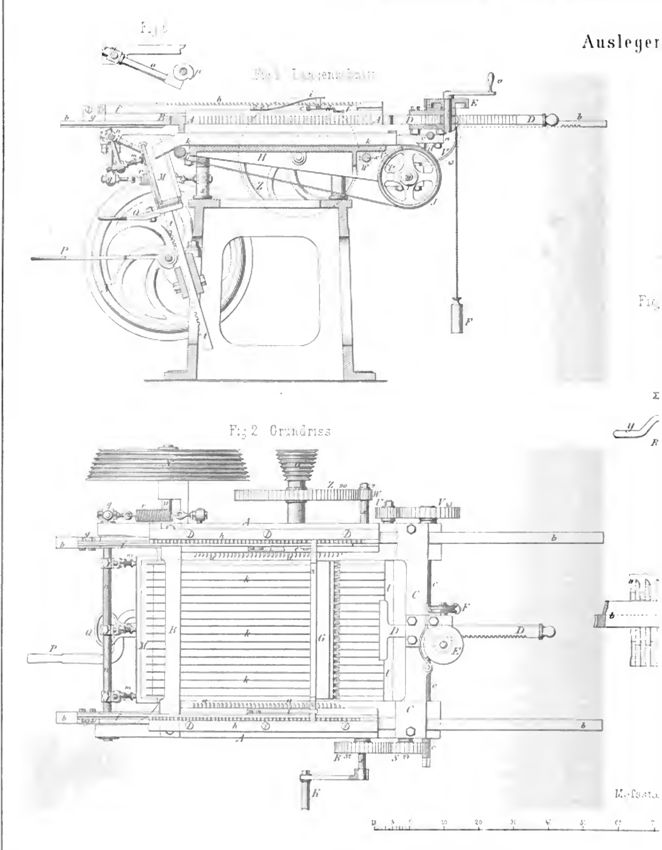
Lith. Anst. v. W. Loeillot in Berlin.


Hohofen-Anlage
der Société anonyme des Mines et Usines de Hof-Pilsen
zu Hof in Bayern.
Fig 1 Verticalschnitt
Fig 2 Vorderansicht


chwarzenberg
Fig. 3. Oberansicht
Fig.4 Horizontalschnitt

M. Schoenflies: Die Herstellu

Ausleger



ıg der schwedischen Zündhölzer.

ıaschine.

Fig. 3. Querschnitt.

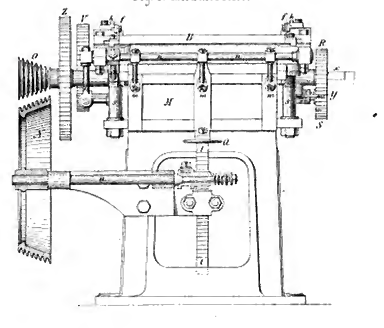
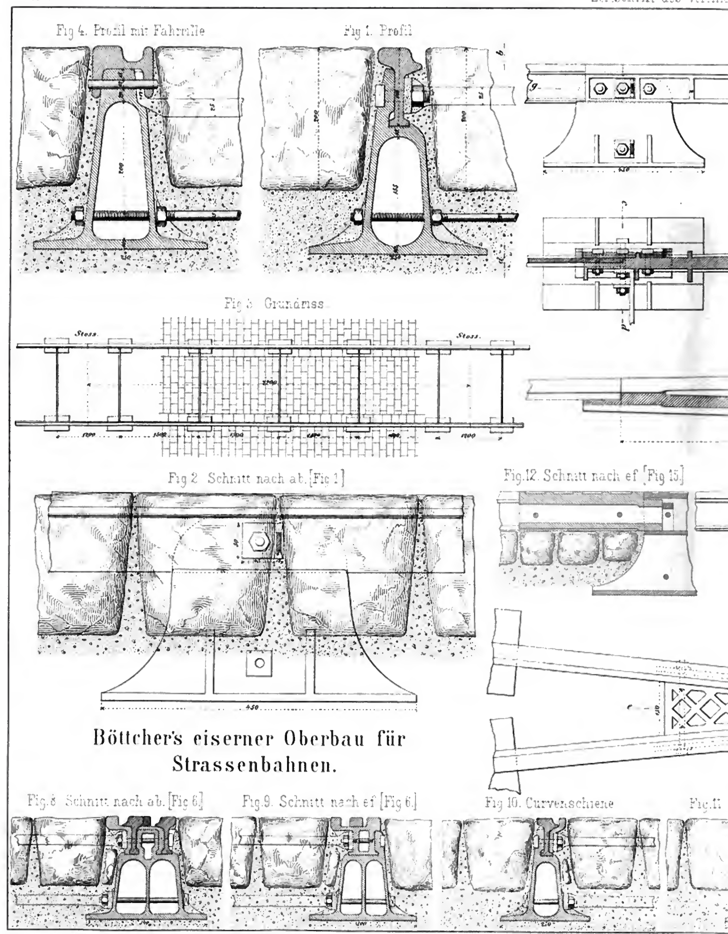


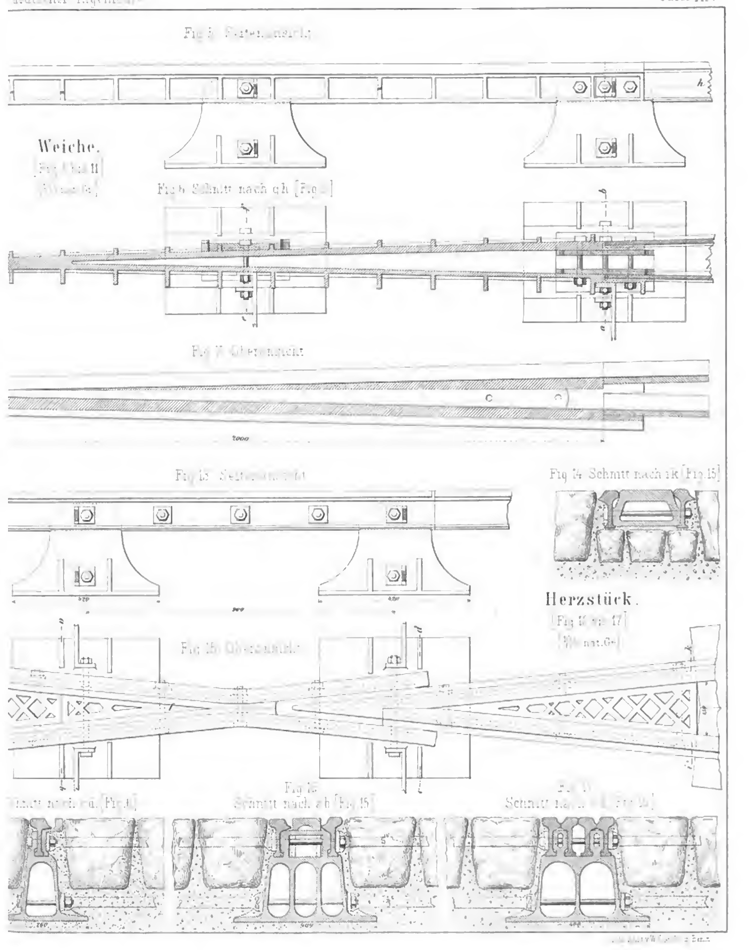
Fig. 4. Endansicht.

Fig. 7.

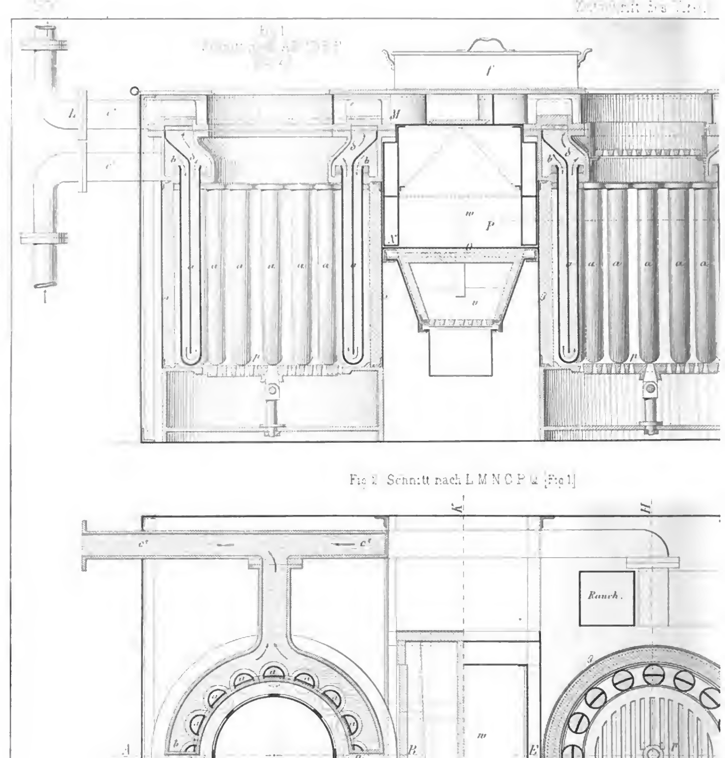
1 : 10.



Böttcher's eiserner Oberbau für Strassenbahnen.



Weiche.
Herzstück.


Fig. 2 Schnitt nach L M N O P Q (Fig 1)
Rauch.

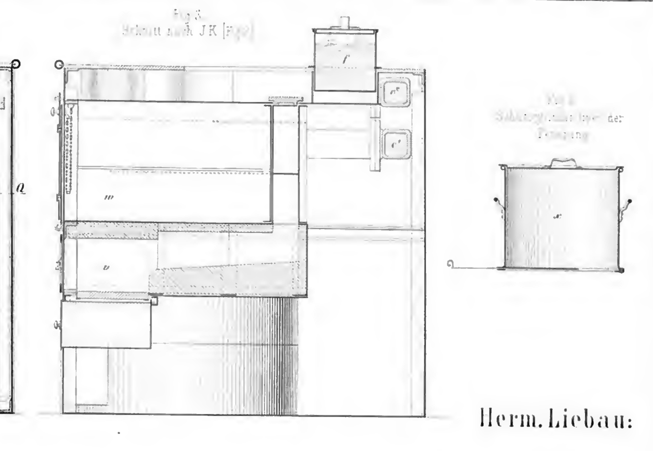
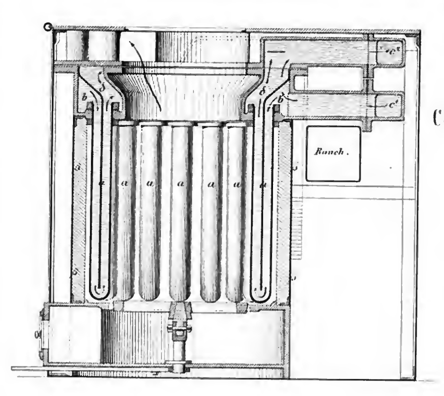


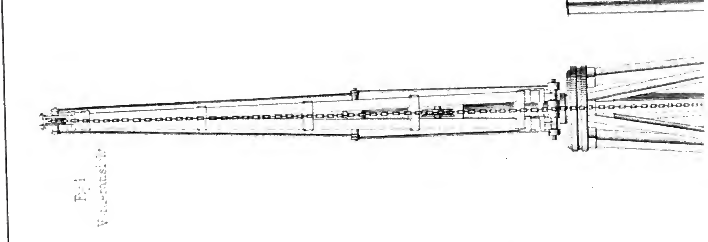
Fig 4. Schnitt nach GH [Fig 2]

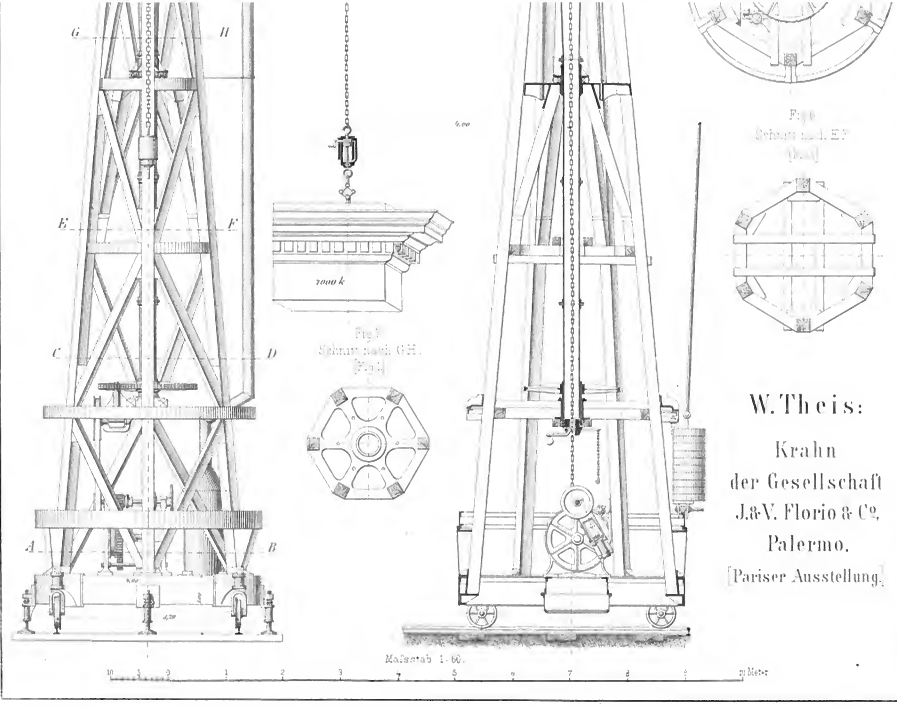


Herm. Liebau:

Combinirter Warmwasser-Heiz- & Koch apparat mit Contactfeuerung.

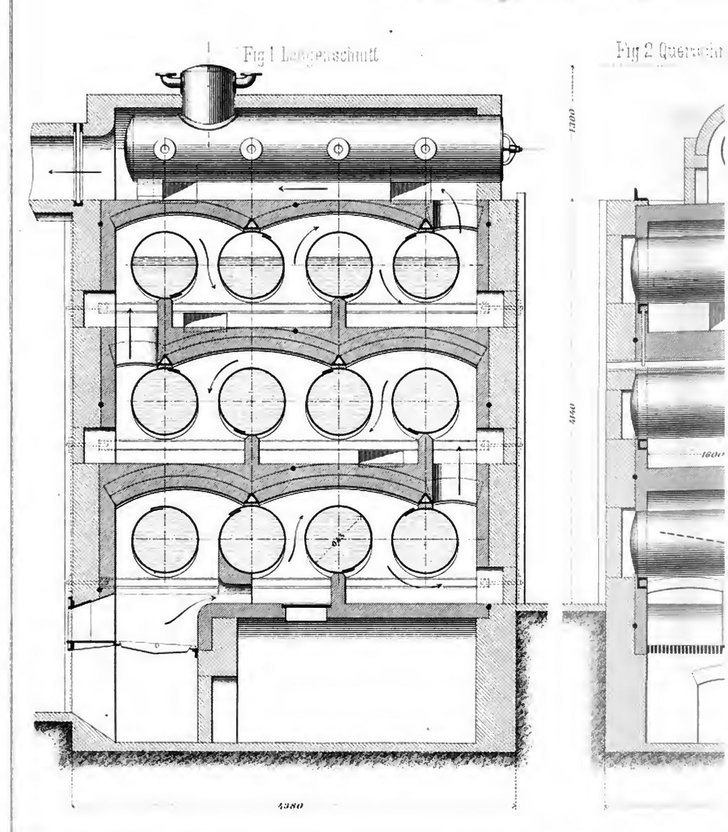
Fig. 3 Schnitt nach A.B. (Fig. 1)



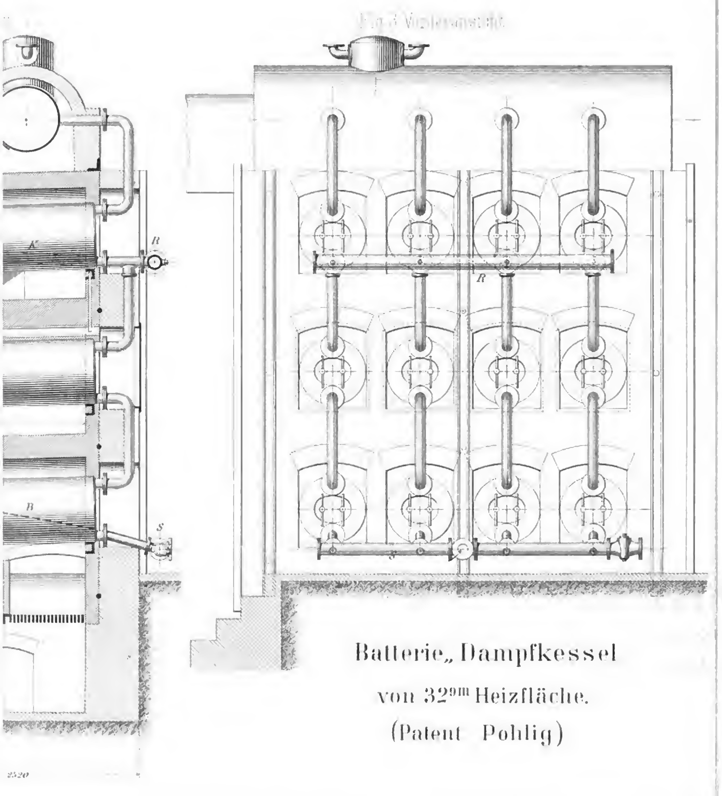


W. Theis:
Krahn
der Gesellschaft
J.&V. Florio & Co,
Palermo.
[Pariser Ausstellung.]
Schnitt nach G.H.
7000 k
G
H
E
F
C
D
A
B
Maſsstab 1:60.
10
5
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10 Meter

J. Pohlig: Verdampfungs



…ersuche mit Dampfkesseln.



Batterie„ Dampfkessel

von 32qm Heizfläche.

(Patent Pohlig)

Collmann - Steuerung

für eine liegende Dampfmaschine von 480 mm Cylinderdurchmesser und 950 mm Hub.

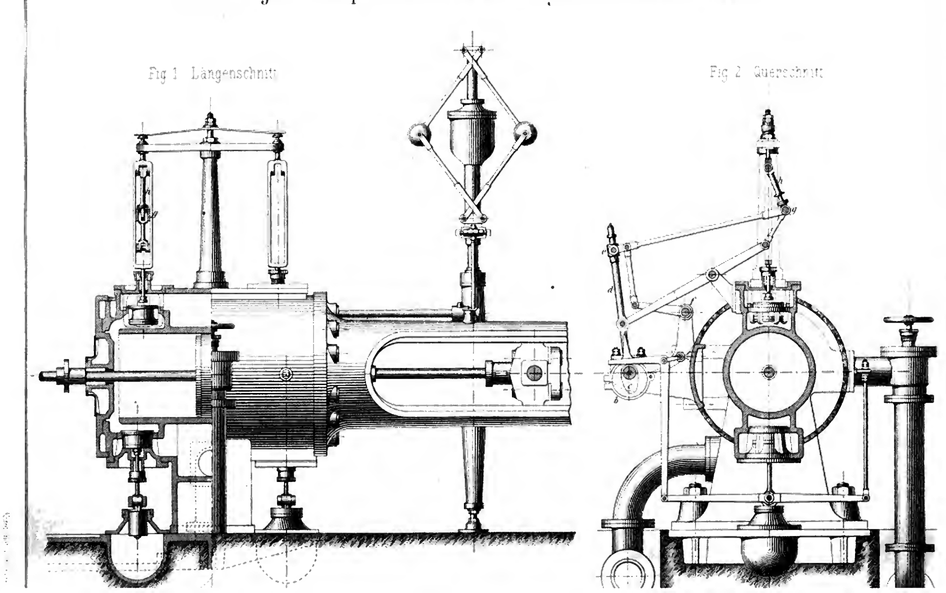
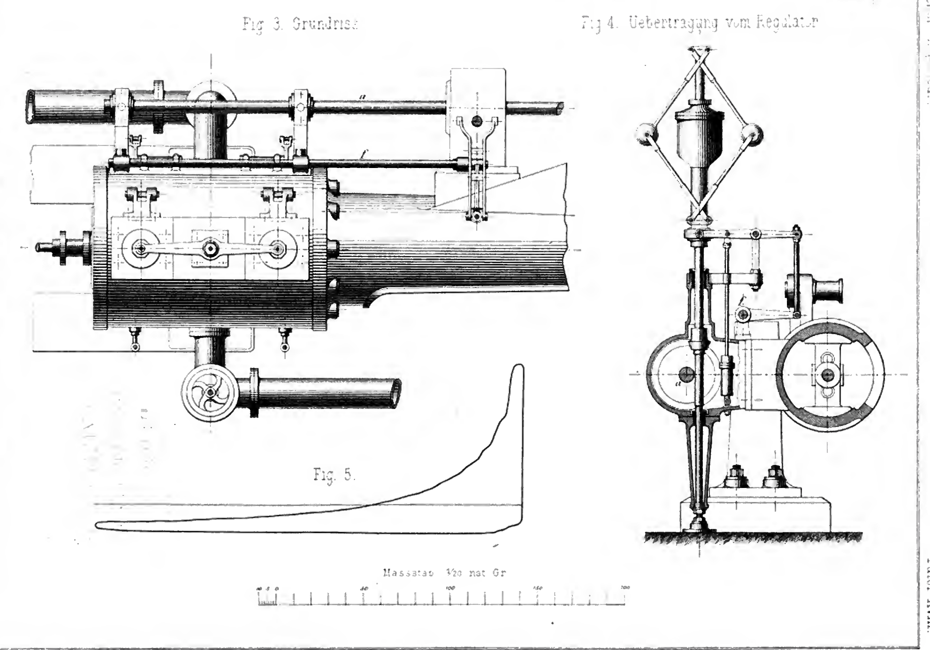
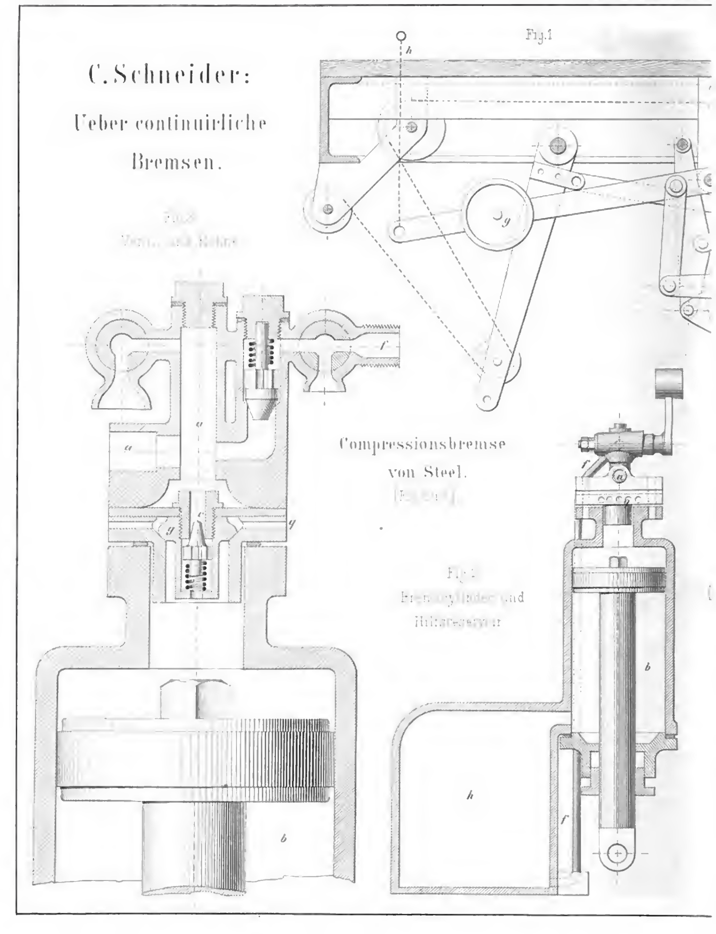


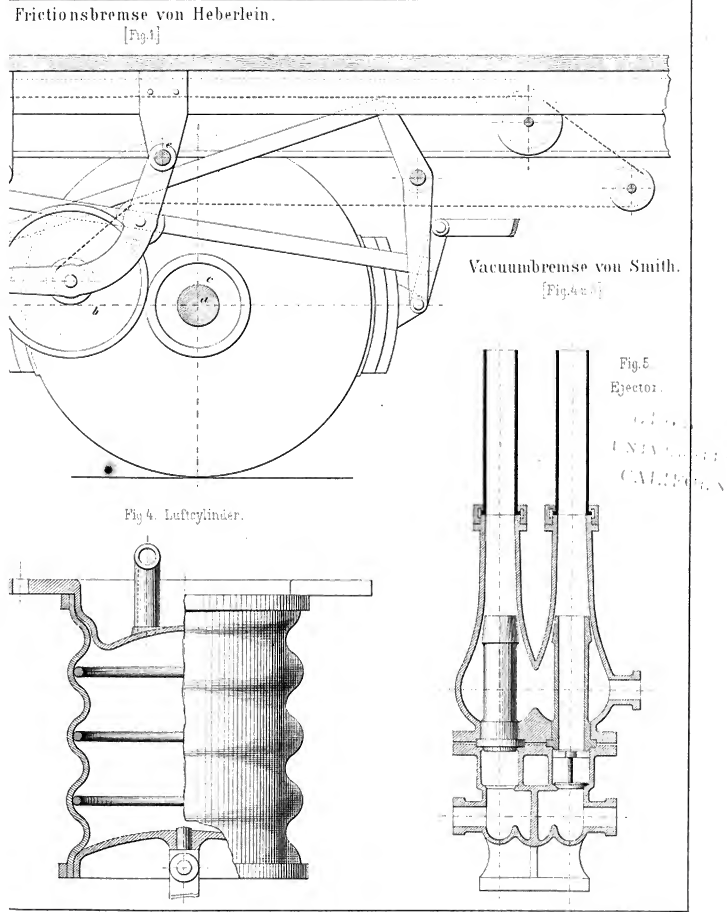
Fig 1 Längenschnitt

Fig 2 Querschnitt


Fig 3. Grundriss
Fig 4. Uebertragung vom Regulator
Fig. 5.
Massstab 1/20 nat Gr



C. Schneider:
Ueber continuirliche
Bremsen.
Fig.1
Compressionsbremse
von Steel.


Frictionsbremse von Heberlein.
[Fig.1]
c
a
b
Vacuumbremse von Smith.
[Fig.4 u. 5]
Fig. 5
Ejector.
Fig. 4. Luftcylinder.

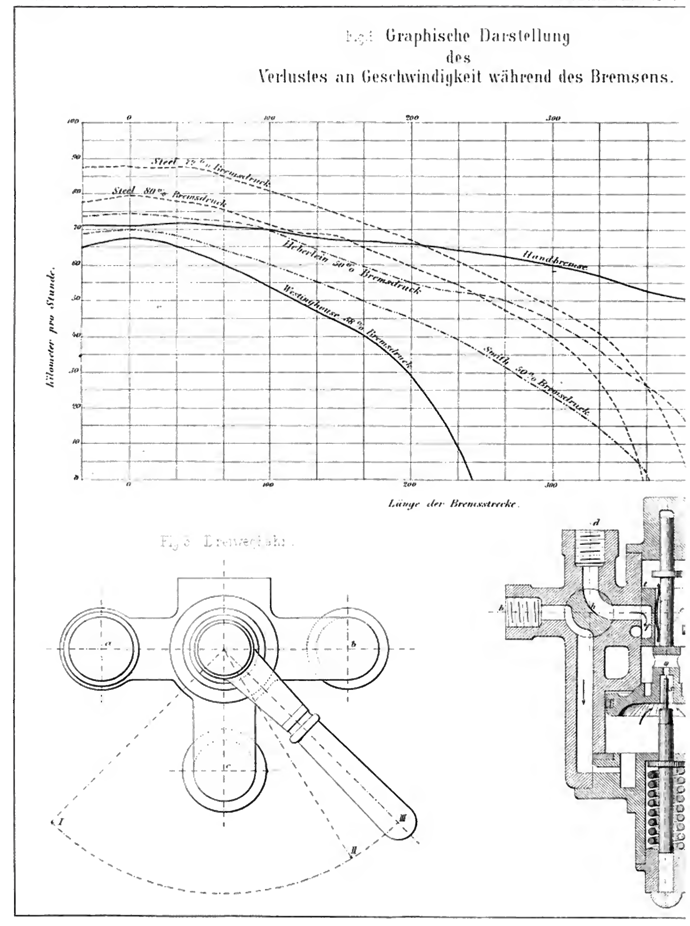

Fig. 4 Graphische Darstellung
des
Verlustes an Geschwindigkeit während des Bremsens.
Steel 72% Bremsdruck
Steel 80% Bremsdruck
Heberlein 30% Bremsdruck
Handbremse
Westinghouse 48% Bremsdruck
Smith 30% Bremsdruck
Kilometer pro Stunde.
Länge der Bremsstrecke.
Fig. 5 Dreiweghahn.

Fig. 2. Bremscylinder.

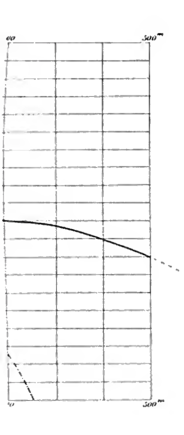


Fig. 4.
Automatisches Ventil.

C. Schneider:

Ueber continuirliche Bremsen.

Compressionsbremse von Westinghouse.

[Fig. 2 bis 4]



Fig 1.

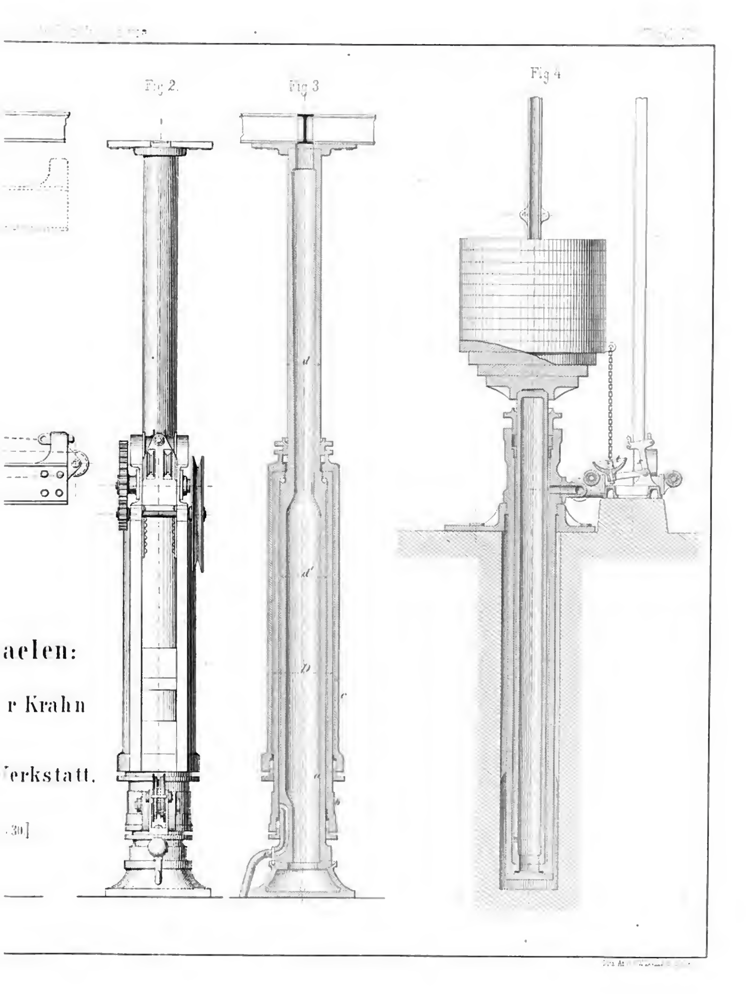
Rudolf D

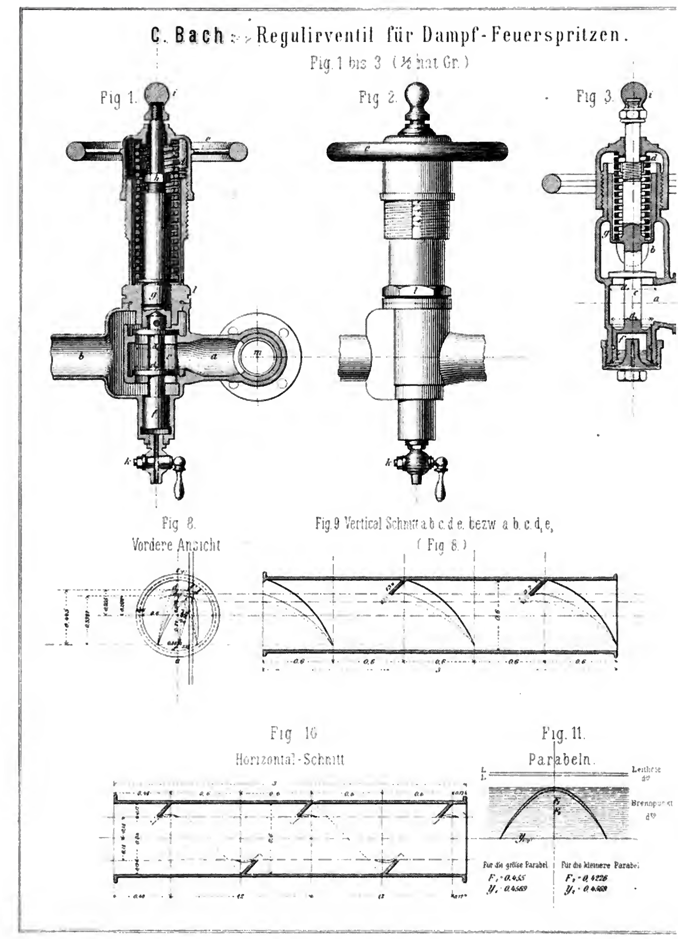
Hydraulisch

für

Giesserei u. V

[Masstab


Fig 2.
Fig 3
Fig 4
aelen:
r Krahn
'erkstatt.
30]



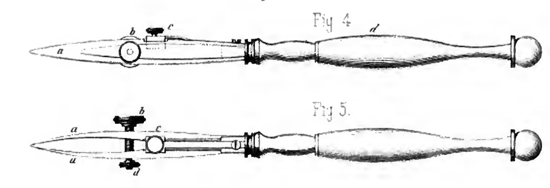
Kgl. Hof-Lith. Hermann

H. A. Hesse:

Verbesserte Reifsfeder

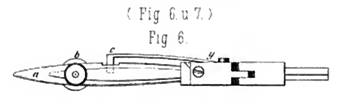
Handreifsfeder.

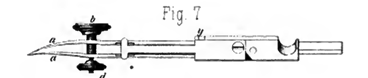
Fig. 4 u. 5. (Nat. Gr.)



Einsatzreifsfeder.

(Fig 6. u 7.)

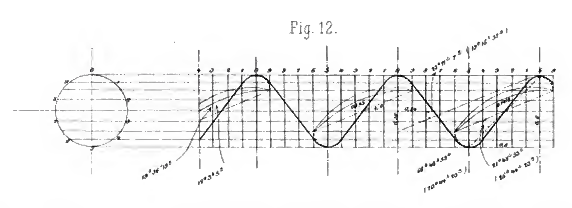


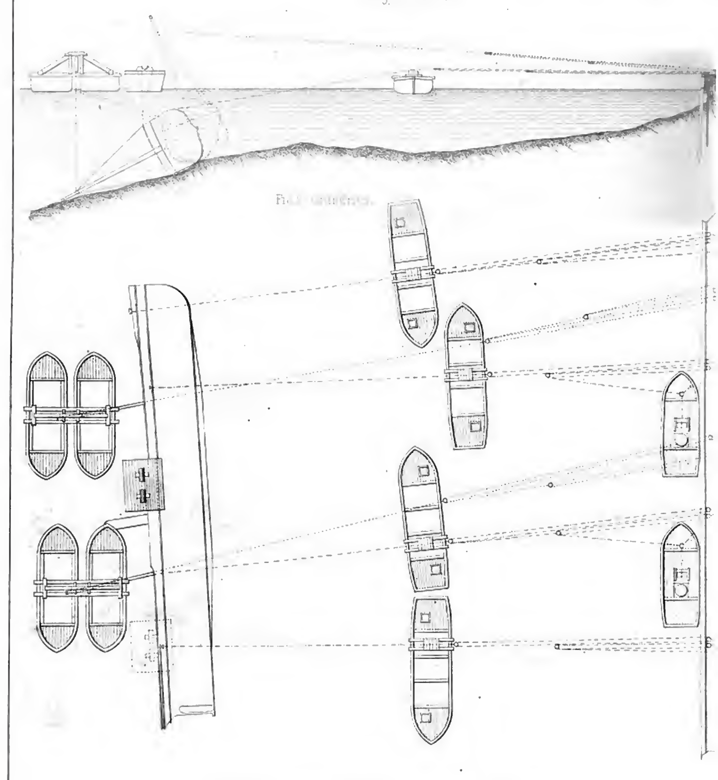


F. Lobe:

Einschalterohr mit inneren Schraubengängen zur Ausstossung fester mit Flüssigkeiten durchgeführter Stoffe.

(Fig 8 bis 12.)

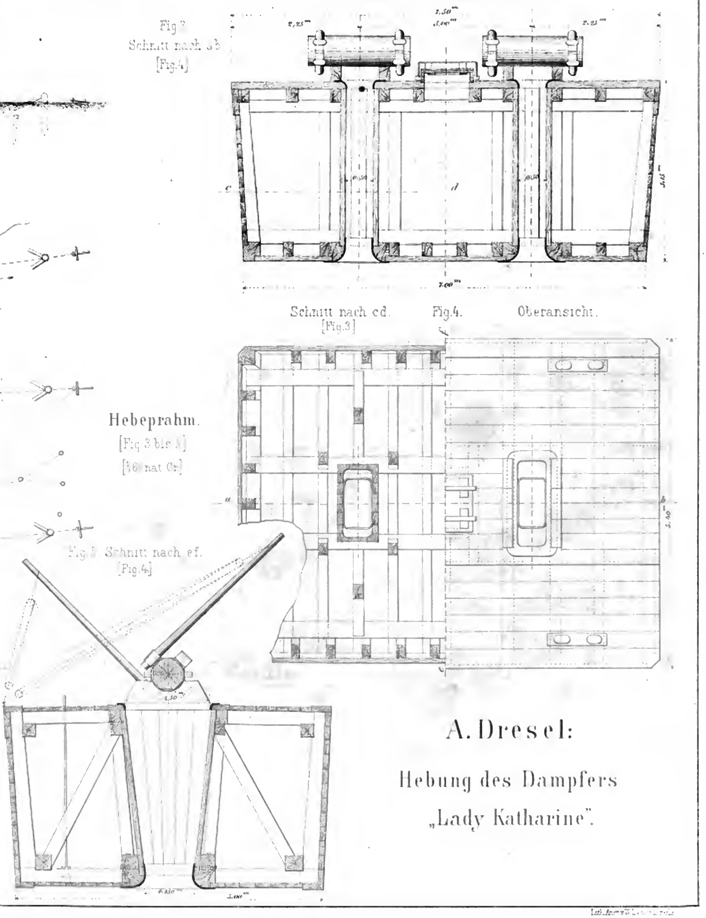




Vorrichtungen zum Aufrichten des Schiffes.

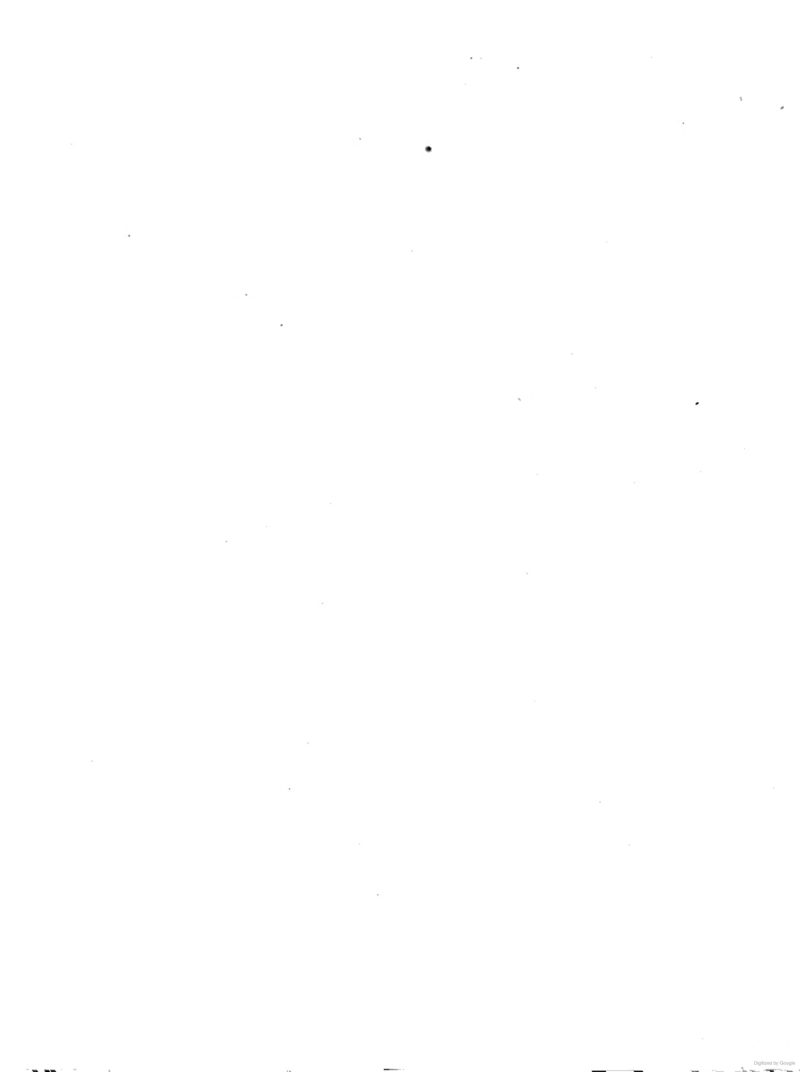
[Fig 1 u 2]

[1/500 nat. Gr.]



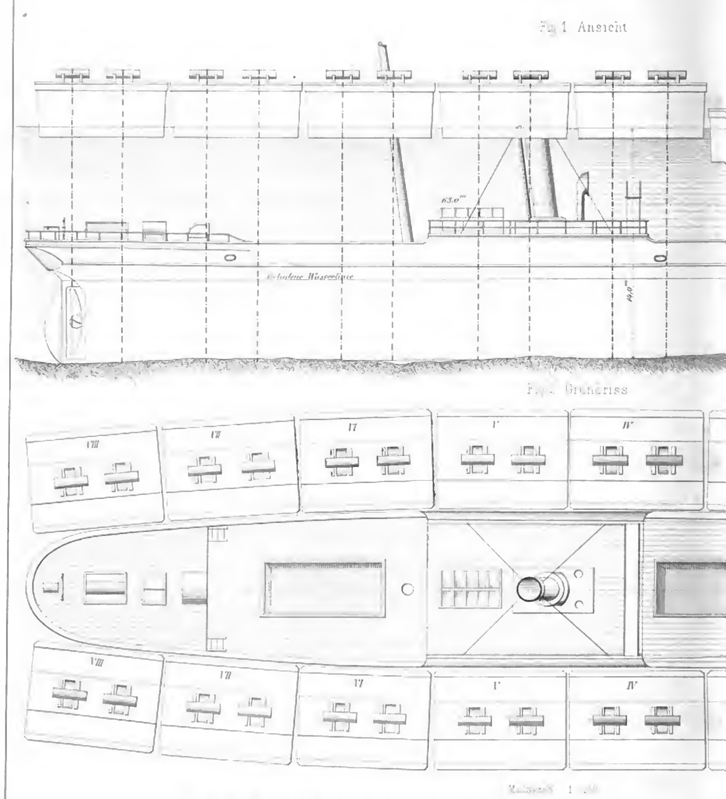
A. Dresel:

Hebung des Dampfers „Lady Katharine".



A. Dresel: Hebung des D[...]

Anordnung der Hebeprahm[...]



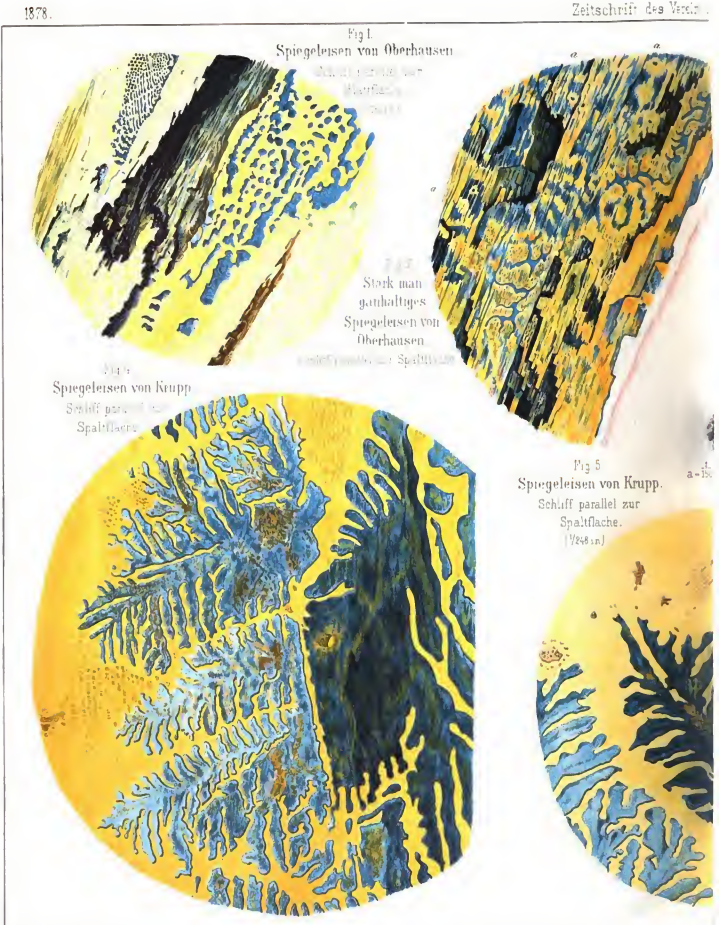
ampfers „Lady Katharine".

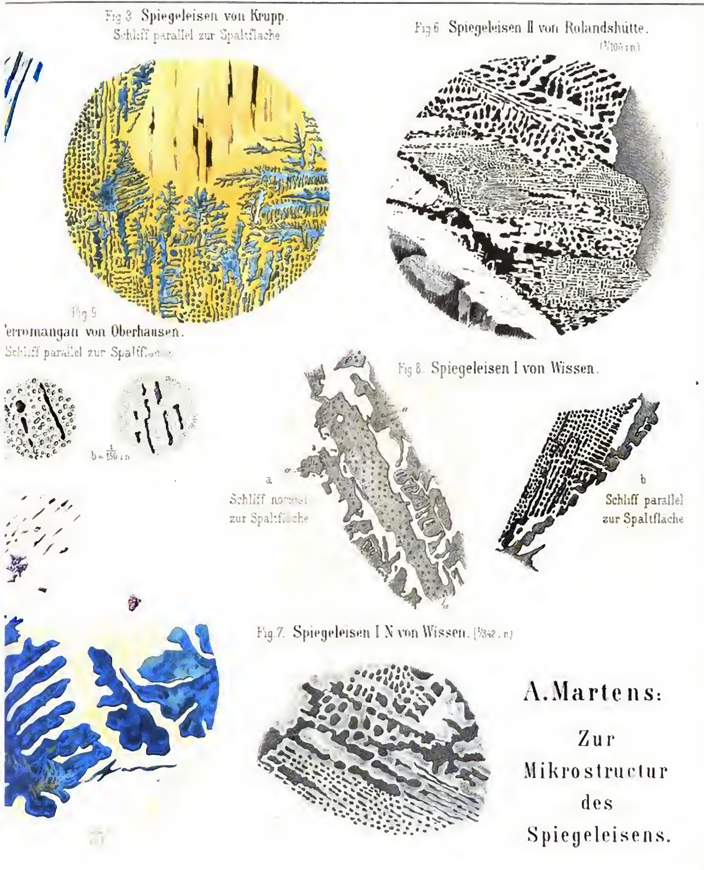
e bei Beginn der Hebung



Kingston-Ventil

Lith.Anst.v.W.Greve, Berlin.


Fig 1.
Spiegeleisen von Oberhausen
Stark man
ganhaltiges
Spiegeleisen von
Oberhausen
Spiegeleisen von Krupp
Fig 5
Spiegeleisen von Krupp.
Schliff parallel zur
Spaltflache.
(1/248 in)



A. Martens:

Zur Mikrostructur des Spiegeleisens.

Lith. Anst. v. W. Loeillot in Berlin.

Fig. 10. Spiegeleisen II von Rolandshütte

(1/200 ...)

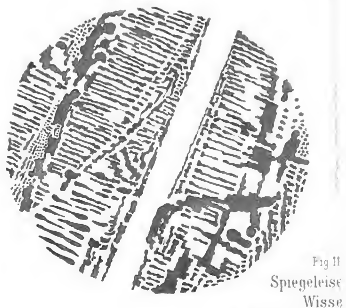


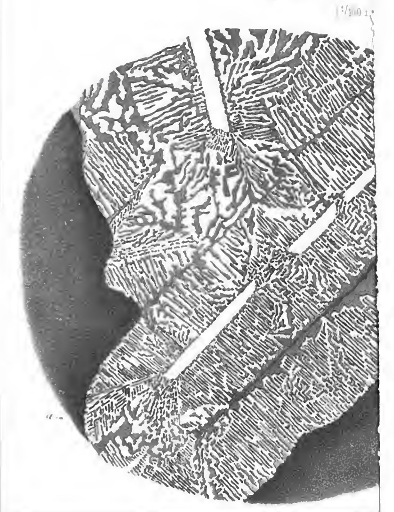
Fig. 11

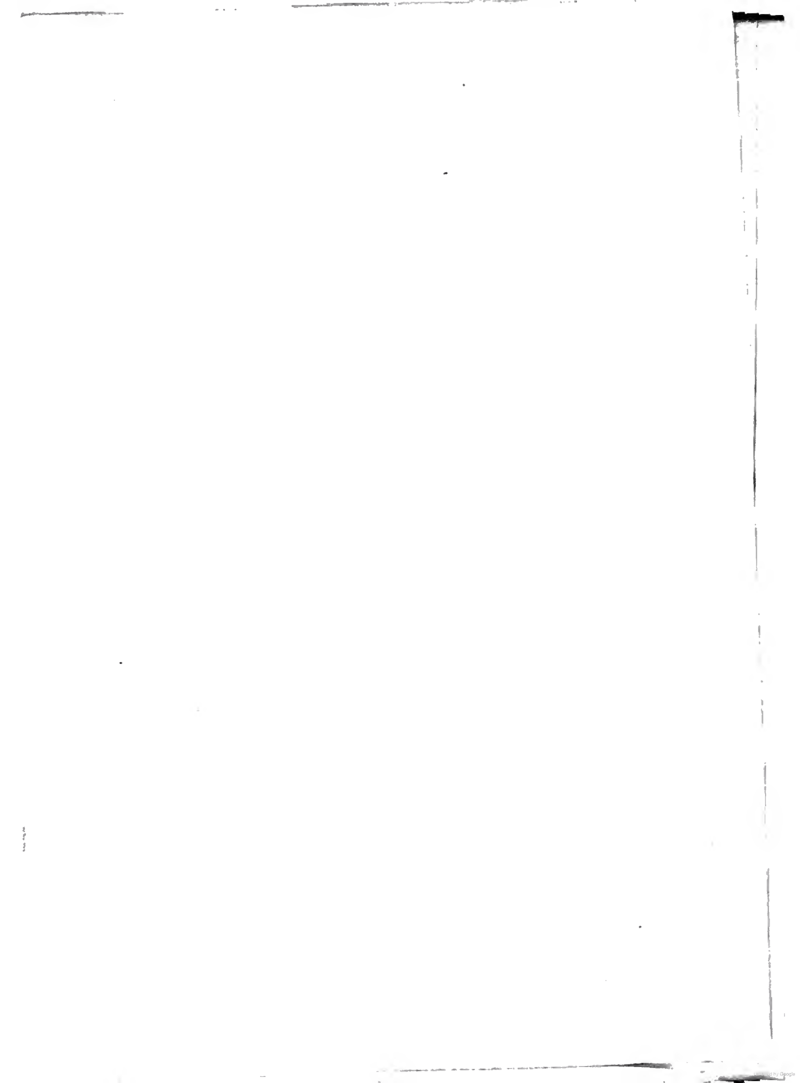
Spiegeleise

Wisse

Schliff normal zu

(1/200 ...)





Anordnung der gebräuchl

Fig. 1 u. 2.

Kofferkessel mit Wasserboden.

288 Röhren von 82 Diam. 1830 Länge.
Heizfläche = 177 Quadratmeter.
Dampfspannung = 1,33 Atm Ueberdruck

Fig. 1.

Wasserstand.

Fig. 2.

Wasserstand.

Fig. 5 u. 6.

Kofferkessel ohne Wasserboden.

2[illegible] Röhren von 82 Diam 2640 Länge.
Heizfläche = 216 Quad.met. Rostfläche = 6,8 Quad.met.
Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche = 1:32
Dampfspannung = 1,33 Atm Ueberdruck.

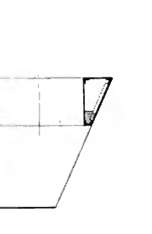
Fig. 5.

Wasser Stand

Gewicht des Kessels ohne Wasser = [illegible]^{k}
Gewicht der completen Armatur = [illegible]^{k}
Gewicht der Wasserfüllung = [illegible]^{k}

Fig. 6.

Wasserstand.



C. Wenger:

Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte.

Construct
für Kofferk

hsten Marine-Kofferkessel.

Fig. 3 u. 4

Kofferkessel mit Wasserboden.

2 Kessel [illegible] Diam.
[illegible]
Dampfspannung = 2 Atm Ueberdruck
Gewicht der 2 Kessel mit Rauchkammer = 25000 Kilo
exclusive [illegible]

Fig. 3

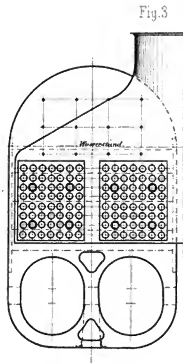


Fig. 4

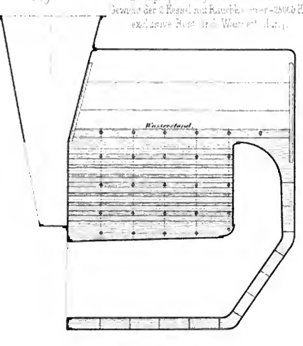


Fig. 7 bis 9
[illegible]n einiger Feuerungen
[illegible]sel ohne Wasserböden.

Fig. 7

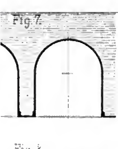
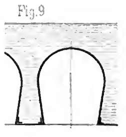


Fig. 8

Fig. 9



[illegible]stab 1 : 50.

Fig. 10 u. 11

Kofferkessel ohne Wasserboden.

104 Rohren von 102 Diam. 2140 Länge
Heizfläche = 102 Quadratmeter
Dampfspannung = 2 Atm Ueberdruck.

Fig. 10

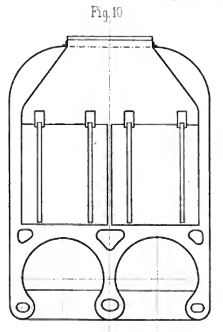
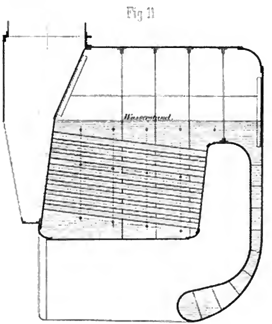


Fig. 11



C. Wenger:

Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte.

Fig. 1 u. 2

Kefsel mit einer Feuerung an Bord kleiner Flufs-Schrauben-Dampfer.

Fig. 1

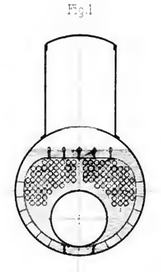
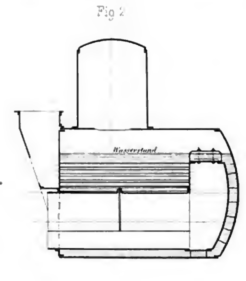


Fig. 2



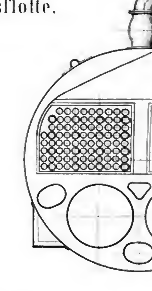
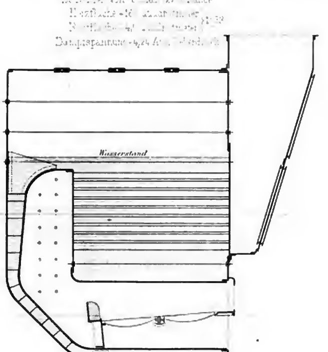


Fig. 5

Marine-Kefsel mit 3 Feuerungen u. getrennten Verbrennungskammern.



Hochdruck - Ma

Fig. 6

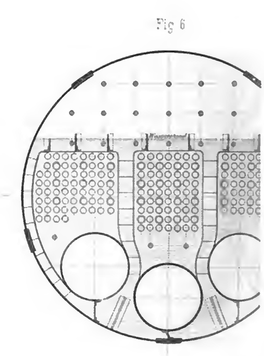


Fig. 3 u. 4.

Marine-Kessel mit 2 Feuerungen u. getrennten Verbrennungskammern.

106 Röhren pro Kessel von 62 Diam. 2130 Länge
Heizfläche pro Kessel – 116 Quadratmeter
Dampfspannung – 4.13 Atm. Ueberdruck

Fig. 3. Fig. 4.



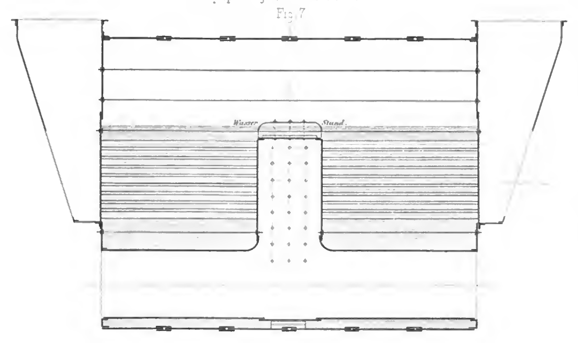
…ekessel.

Fig. 6 u. 7.

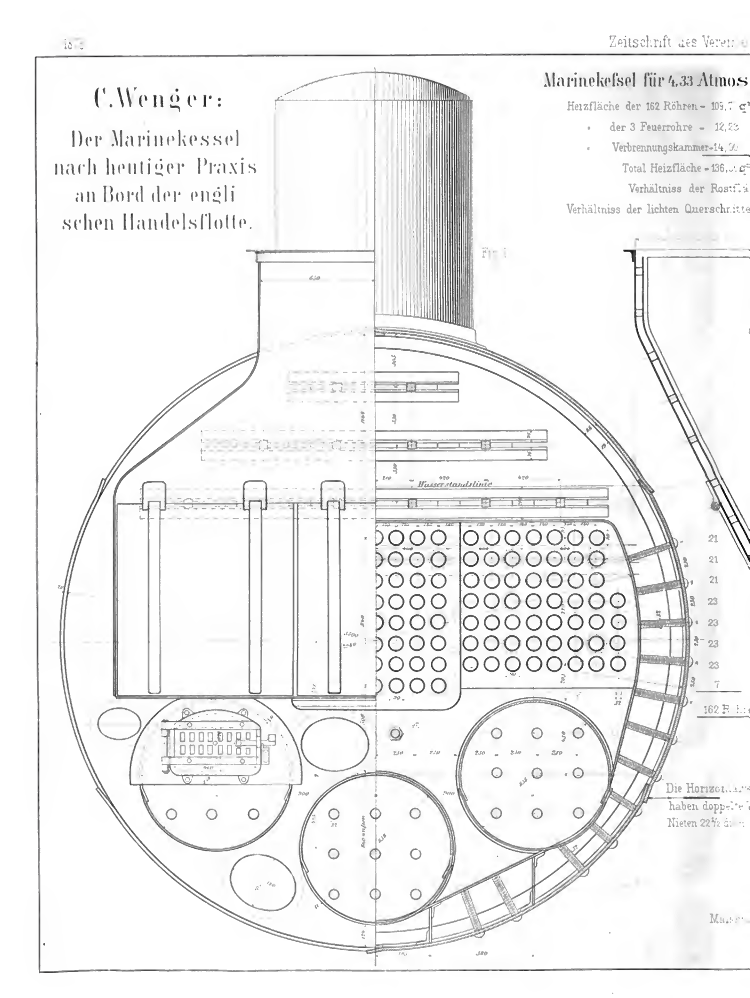
Marine-Doppelkessel mit 6 Feuerungen u. 3 getrennten Verbrennungskammern.

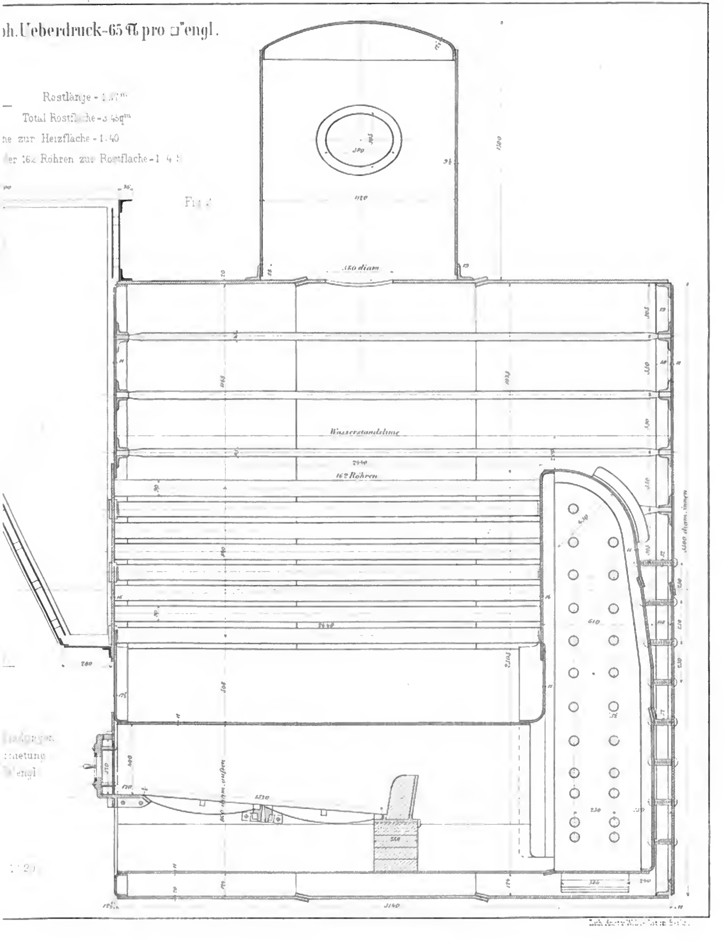
38[illegible] Röhren von [illegible] Diam. 220[illegible] Länge.
Heizfläche – 2[illegible] Quadratmeter.
Dampfspannung – 4,24 Atm Ueberdruck

Fig. 7



1 : 5.


C. Wenger:
Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte.
Marinekessel für 4,33 Atmos
Heizfläche der 162 Röhren
der 3 Feuerrohre
Verbrennungskammer
Total Heizfläche
Verhältniss der Rostfl
Verhältniss der lichten Querschn
Wasserstandslinie
21
21
21
23
23
23
23
7
Die Horizon
haben dopp
Nieten 22½


…h. Ueberdruck-65 ℔ pro □" engl.
Rostlänge - 1.37m
Total Rostfläche - 3.45qm
…ne zur Heizfläche - 1:40
…der 162 Röhren zur Rostfläche - 1:4.5
Wasserstandslinie
162 Röhren


YF 01020
Engineering
Library
UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

